

VŠB – Technická Univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Provozní tvary kmitů strojního systému

Operational Deflection Shapes of Mechanical System

| | |
|---------------------------------|------------------------------|
| Student: | Bc. Petr Havrila |
| Vedoucí diplomové práce: | Ing. Jan Blata, Ph.D. |

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

| | |
|-------------------|--|
| Student: | Bc. Petr Havrila |
| Studijní program: | N2301 Strojní inženýrství |
| Studijní obor: | 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství |
| Specializace: | 72 Technická diagnostika, opravy a udržování |
| Téma: | Provozní tvary kmitů strojního systému Operational Deflection Shapes of Mechanical System |

Zásady pro vypracování:

Provozní tvary kmitů (PTK) jsou jedním z důležitých nástrojů technické diagnostiky, umožňující zviditelnění pohybů stroje. Díky tomuto zviditelnění lze pozorovat chování stroje a z tohoto zviditelnění lze mnohem lépe odhalit případné nedostatky konstrukce, případně vznikající závady. V práci se zabývejte touto problematikou, vhodně aplikujte tuto metodu na reálném zařízení, proveďte potřebná měření a získaná data vyhodnoťte.

V rámci zadání zpracujte:

1. Rešerši a analýzu dané problematiky.
2. Ideově technický návrh řešení dané problematiky.
3. Zpracujte aplikaci na daný objekt.
4. Proveďte potřebná měření.
5. Proveďte konkrétní provozní vyhodnocení.

Další podrobnější informace provede vedoucí práce a firma ESOS Ostrava, s.r.o.

Seznam doporučené odborné literatury:

JENČÍK, J. – VOLF, J. A KOL.: *Technická měření*. ČVUT v Praze 2003, 212 s., ISBN 80-01-02138-6

HELEBRANT, F. – ZIEGLER, J.: *Technická diagnostika a spolehlivost II – Vibrodiagnostika*. VŠB – TU Ostrava, Ostrava 2004, 1. vydání, 178 s., ISBN 80 – 248 – 0650 – 9.

KOPÁČEK, J. *Technická diagnostika hydraulických mechanismů*. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. 159 s. ISBN 80-03-00308-3.

TŮMA, J.: *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Sdělovací technika Praha 1997, 174 s., ISBN 80-901936-1-7.

MILÁČEK, S.: *Měření a vyhodnocování mechanických veličin*. ČVUT v Praze 2001, 231 s., ISBN 80.01-02417-2

Podkladové materiály - ADASH s.r.o., Brüel Kjaer, SKF Ložiska a.s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jan Blata, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 18. 5. 2013



.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, же Высoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, же оdevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 18. 5. 2013



Podpis

Jméno a příjmení autora práce: Petr Havrila

Adresa trvalého pobytu autora práce: Lobodice 226, 751 01

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Havrila, P. *Provozní tvary kmitů strojího systému : diplomová práce*. Ostrava : VŠB – Technická universita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2013, 63 s. Vedoucí práce: Blata, J.

Tato diplomová práce se zabývá způsoby měření vibrací, jejich projevem a možnými závadami, které způsobují. Řeší problematiku vibrodiagnostiky, která je jednou z metod technické diagnostiky a zabývá se určením objektivního technického stavu objektu. Jedním z nástrojů vibrodiagnostiky jsou provozní tvary kmitů strojů, které umožňují zviditelnění pohybů stroje, které jsou lidskými smysly nerozpoznatelné. V praktické části je provedeno měření provozních tvarů kmitů ventilátoru, kde pomocí této metody zjišťujeme příčiny nadměrných hodnot vibrací. Na závěr je z animace 3D modelu a doběhu stroje objasněno nadměrné kmitání stroje.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

Havrila, P. *Operational Deflection Shapes of Mechanical System : Master Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2013, 63 p. Thesis head: Blata, J.

This master thesis deals with methods for measuring vibration exposure and their possible defects that casuse. Solve problems vibrodiagnostics, which is one of the methods of technical diagnostics and deals with the determination of objective technical condition of the object. One of the tools vibrodiagnostics are operating deflection shapes of machines that allow visibility of the movement of the machine that are undetectable by human senses. In the practical part of measured operational deflection shapes fan where using this method identifies the cause of excessive vibration values. Finally, the animation of the 3D model and run-out clarified excessive vibration machine.

KLÍČOVÁ SLOVA – vibrace, vibrodiagnostika, provozní tvary kmitů (PTK)

KEYWORDS – vibration, vibrodiagnostics, Operational Deflection Shapes (ODS)

OBSAH:

| | |
|--|----|
| SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK, POJMŮ A ZKRATEK | 9 |
| 1 ÚVOD | 10 |
| 2 VIBRODIAGNOSTIKA | 11 |
| 2.1 Historie | 11 |
| 2.2 Technický význam | 11 |
| 2.3 Mechanické kmitání strojů | 12 |
| 2.4 Měření veličiny | 14 |
| 2.5 Snímače vibrací | 15 |
| 2.6 Klasifikace signálů | 17 |
| 2.7 Volba měřicího místa | 19 |
| 2.8 Základní metody vibrodiagnostiky | 19 |
| 2.9 Vibrodiagnostika elektromotorů | 24 |
| 2.10 Nejběžnější závady u rotačních strojů | 25 |
| 2.10.1 Nevyváženost | 25 |
| 2.10.2 Ohnutý hřídel | 27 |
| 2.10.3 Nesouosost | 27 |
| 2.10.4 Mechanické uvolnění | 28 |
| 2.10.5 Závady valivých ložisek | 30 |
| 2.10.6 Rezonance | 34 |
| 3 METODA PROVOZNÍCH TVARŮ KMITŮ (PTK) | 35 |
| 3.1 Využití metody PTK | 36 |
| 3.2 Postup měření | 38 |
| 3.3 Hlavní výhody PTK: | 38 |
| 3.4 Nevýhody PTK: | 38 |
| 4 PROVOZNÍ TVARY KMITŮ VENTILÁTORU | 39 |
| 4.1 Popis měřeného celku | 40 |

| | | |
|-------|---|----|
| 4.2 | Použité přístrojové vybavení | 42 |
| 4.3 | Historie měření ventilátoru | 43 |
| 4.4 | Měření PTK..... | 49 |
| 4.4.1 | Podmínky měření | 49 |
| 4.4.2 | Zpracování měření | 49 |
| 4.4.3 | Výsledky měření PTK | 55 |
| 4.4.4 | Návrh řešení | 58 |
| 4.5 | Měření doběhu | 58 |
| 4.5.1 | Podmínky měření: | 58 |
| 4.5.2 | Metodika měření frekvenčního ZOOMu: | 59 |
| 5 | ZÁVĚR | 61 |
| | SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY | 63 |

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK, POJMŮ A ZKRATEK

| | | |
|----------|--|----------------------|
| BCU | metoda nepřímého měření rázových impulzů | - |
| FFT | rychlá Fourierova transformace | - |
| PTK | provozní tvary kmitů | - |
| RMS | efektivní hodnota | - |
| SEE | spektrální emitovaná energie | - |
| SPM | přímé měření rázových impulsů | - |
| T | doba jednoho kmitu | [s] |
| a | amplituda zrychlení | [$m \cdot s^{-2}$] |
| f | frekvence | [Hz] |
| t | čas | [s] |
| v | rychlost | [$m \cdot s^{-1}$] |
| y | amplituda výchylky | [μm] |
| ω | kruhová frekvence | [Hz] |

1 ÚVOD

Diplomová práce se zabývá způsoby měření vibrací, jejich projevem a možnými závadami, které způsobují. Popisuje mechanické kmitání u rotačních strojů, kterému se v provozní praxi nevyhneme. Porovnává princip a konstrukci měřících snímačů, jejich výhody a nedostatky při uchycení k měřenému celku. Řeší problematiku vibrodiagnostiky strojního zařízení.

Vibrodiagnostika je jednou z metod technické diagnostiky, která se zabývá určením objektivního technického stavu rotujících částí stroje. Využitím této metody můžeme včas rozhodnout o nutnosti a rozsahu opravy, protože vznikající závady budou odhaleny v předstihu. Zavedením metod technické diagnostiky na strojní součásti snížíme náklady na údržbu a vyhneme se ztrátám vzniklých poruchami strojů, což jsou prostoje nebo výroba vadných výrobků. V neposlední řadě tyto metody ovlivňují bezpečnost provozu.

Jedním z nástrojů vibrační diagnostiky jsou provozní tvary kmitů strojů (PTK). Umožňují zviditelnění pohybů stroje, které jsou lidskými smysly nerozpoznatelné. Tím můžeme lépe odhalit případné nedostatky konstrukce nebo vznikající závady. Bohužel v dnešní době není tato metoda často využívána i pro svou srozumitelnost, jednoduchost aplikace a mnoho sdělenými informacemi o stroji.

V praktické části bude provedeno diagnostické měření nadměrných vibrací ventilátoru. Úkolem je zjistit příčiny vibrací pomocí metody provozních tvarů kmitů. Na základě vyhodnocení animace sestrojeného 3D modelu a měřením doběhu bude objasněno nadměrné kmitání stroje.

2 VIBRODIAGNOSTIKA

Tato kapitola byla zpracována dle literatury [1], [2]

Vibrace jsou projevem chování mechanických částí strojů, které reagují na působení vnějších a vnitřních sil. U rotujících strojů jsou vibrace vázány na dynamické namáhání stroje, které souvisí se stavem převodovek, ložisek, nevývahou, nesouosostí, trhlinami v komponentech, opotřebením atd. Nadměrné vibrace jsou projevem závad rotačních strojů a jejich sledování poskytuje informace o technickém a provozním stavu z důvodu plánování a řízení údržby. Každá mechanická závada generuje vibrace svým specifickým způsobem a podle frekvence vibrací lze usoudit, o který typ závady se jedná. Monitorování a vyhodnocení vibrací patří k základním a rozhodujícím metodám technické bezdemontážní diagnostiky.

2.1 Historie

Vyvíjení vibrodiagnostiky kopírovalo vývoj metod technické diagnostiky, tzn. pocitové a vizuální vjemy, snahu o zesílení vibračního signálu. Tím se dostáváme až k použití nejmodernější měřicí techniky vypovídající o technickém stavu sledovaného objektu. Za zlom považujeme nasazení informačních technologií (výpočetní techniky), které znamenalo převratné změny v oblasti údržby a vibrodiagnostiky. Umožnilo nejenom měření vibračního signálu, ale také možnost jeho vyhodnocení v reálném čase.

2.2 Technický význam

Na změny ve výrobní sféře reaguje i údržba, která vytváří nové údržbářské technologie, metody a také strategie řešení a hodnocení údržby.

Provozní spolehlivosti je určována bezporuchovostí, udržitelností a zajištěností údržby, přičemž tyto dílčí znaky formují pohotovost, životnost, funkčnost, bezpečnost, způsobilost a efektivnost provozu. Technická diagnostika je základem pro strategické plánování a řízení údržby, která je relativně uzavřeným systémem a přináší nám požadovanou jistotu rozhodnutí.

Nejen literatura, ale i celá řada provozních zkušeností uvádí, že užívání správného systému údržby přináší:

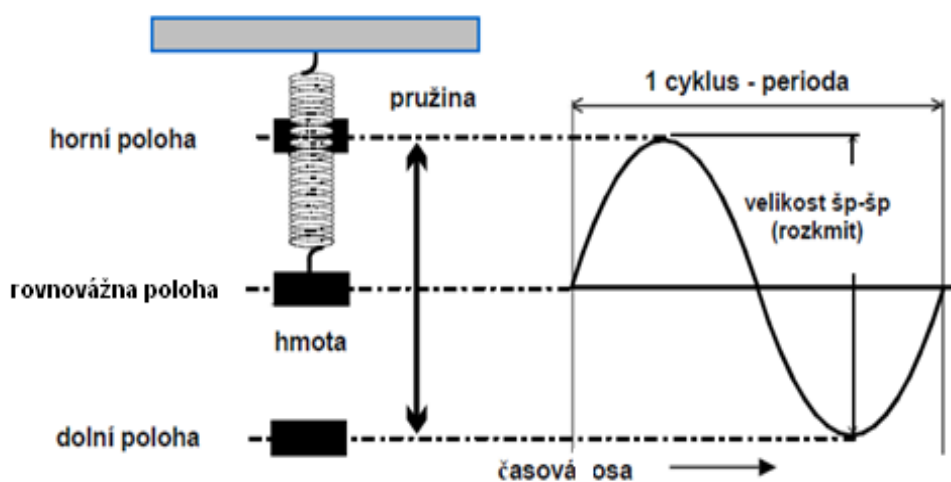
- Snížení skutečných nákladů na údržbu cca o 30%

- Ztráty při snížení využití strojů se výrazně sníží v období dvou let (odhady uvádějí až na 10% původních prostojů, praxe se přiklání k číslu 40-50%)
- První přínosy po zavedení se projeví zhruba po 8-12 měsících
- Přípravované období realizace po zpracování trvá minimálně 6 měsíců

2.3 Mechanické kmitání strojů

Při provozu rotačních strojů dochází k mechanickému kmitání, kterému se nelze v provozní praxi vyhnout. Kmitání stroje je spojeno s dynamickým namáháním stroje a technickým stavem ložisek a jejich vřeteli, hřídelů převodovek, nevyvážených rotujících součástí, klikových ústrojí, vačkových mechanismů atd. Technickým stavem uvedených strojních mechanismů se rozumí: opotřebení, uvolnění, únava, koroze a jiné. Kmitání by nemělo vyvolat rezonanci dalších součástí stroje, protože by mohlo způsobit předčasnou a dokonce i katastrofickou poruchu.

Mechanické kmitání je dynamický jev, při němž hmotné body nebo tuhá tělesa vykonávají vratný pohyb, zpravidla kolem klidové rovnovážné polohy. Popisujeme jej amplitudou a fází v časovém okamžiku, tedy polohovým vektorem. Vysvětlit jej můžeme jako pohyb tělesa zavěšeného na pružině.



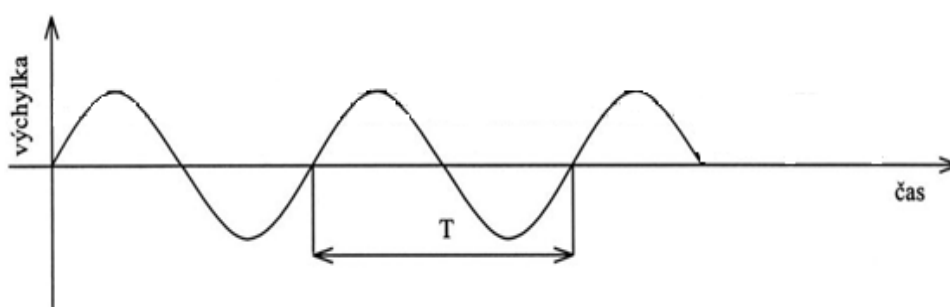
Obr. 1. Kmitavý pohyb

Hmotný bod vychýlený z rovnovážné polohy do dolní se bude vlivem pružné síly vracet zpět do rovnovážné polohy a setrvačnou silou bude pružina stlačena až do horní polohy. Tlačnou silou pružiny se hmotný bod vrací do rovnovážné polohy a tímto získáme kmitavý periodický pohyb kolem rovnovážné polohy.

Z hlediska změn veličin v čase, může mít kmitání charakter jevu:

- **periodického**

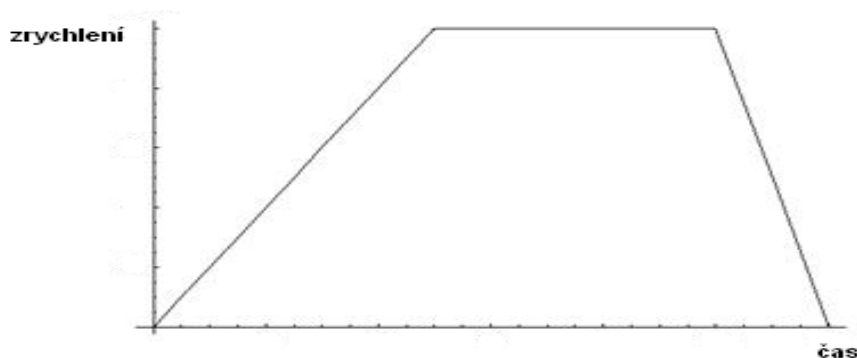
U periodického kmitání se po stejné době, periodě, pravidelně opakuje stejný časový průběh.



Obr. 2. Harmonické periodické kmitání [1]

- **neperiodického**

Pokud se nejedná o periodický pohyb, mluvíme o pohybu neperiodickém.



Obr. 3. Neperiodické kmitání [1]

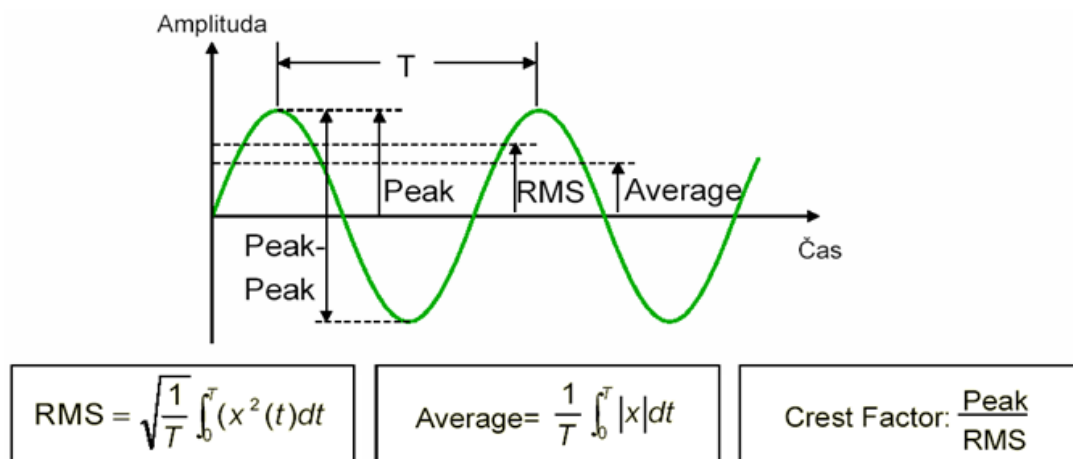
- **náhodného**

Náhodné kmitání je charakteristické tím, že se jeho průběh nikdy přesně neopakuje.



Obr. 4. Náhodné kmitání [1]

2.4 Měřené veličiny



Obr. 5. Vztahy mezi měřenými veličinami

- **Peak-Peak (maximální rozkmit)**

- označuje se jako hodnota špička-špička, která udává největší rozkmit hodnocené vlny.

- **Peak (vrcholová hodnota)**

- je to popis amplitudy krátkodobých jevů, mechanických rázů apod., ale indikuje pouze přítomnost špičky a neodráží časový průběh ani kmitočtové složení hodnoceného chvění.

- **Average (střední hodnota)**

- odráží časový průběh hodnoceného chvění, ale k žádné důležitější fyzikální veličině nemá přímý vztah.

- **RMS (efektivní hodnota)**

- je nejdůležitější hodnota, protože odráží časový průběh chvění a zároveň má přímý vztah k jeho energetickému obsahu a je i měřítkem nebezpečnosti a škodlivosti mechanického chvění.

- **Rychlost**

- je to rychlost, kterou se kmitající bod pohybuje okolo své klidové polohy.

$$v = \frac{a}{2\pi \cdot f} = \int a \cdot dt \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (1)$$

- **Zrychlení**

- je to zrychlení, kterým se kmitající bod pohybuje okolo své klidové polohy.

$$a = \omega \cdot v = \omega^2 \cdot y \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (2)$$

- **Výchylka**

- je to okamžitá vzdálenost kmitajícího bodu od jeho klidové polohy.

$$y = \frac{a}{4\pi^2 \cdot f^2} = \int v \cdot dt \quad [\mu m] \quad (3)$$

kde:

| | |
|----------|--|
| y | - amplituda výchylky [μm] |
| a | - amplituda zrychlení [$m \cdot s^{-2}$] |
| t | - čas [s] |
| v | - amplituda rychlosti [$m \cdot s^{-1}$] |
| ω | - kruhová frekvence [Hz] |
| f | - kmitočet [Hz] |
| T | - doba jednoho kmitu [s] |

2.5 Snímače vibrací

Výstupní signál musí při měření vibrací co nejpřesněji odpovídat průběhu mechanického kmitání. Pro monitorování vibračního stavu existují dva základní typy snímačů:

- Seismická zařízení
- Snímače relativní výchylky

Výběr snímačů je závislý na měřené veličině vibrací, tzn. výchylky, rychlosti a zrychlení. Dělíme je na:

- **Akcelerometr (snímač zrychlení)**

V dnešní době se při měření jakékoliv veličiny charakterizující chvění používají snímače zrychlení (akcelerometry), protože rychlost a výchylku lze stanovit použitím integrujících členů. Akcelerometr je tvořen krystaly z piezoelektrických materiálů, které vytváří elektrický náboj úměrný působící síle, a dělíme je na tlakové a smykové.



Obr. 6. Akcelerometr [1]

- **Seismometr (snímač rychlosti)**

Je seismické zařízení, které generuje napěťový signál úměrný mechanické vibrační rychlosti tělesa. Tento snímač má uvnitř cívku, která vlivem vibrací kmitá v permanentním magnetu.

- **Bezdotyková sonda (snímač výchylky)**

Je bezdotykové zařízení, jehož výstup je přímo úměrný relativní výchylce vibrací mezi nerotujícími a rotujícími elementy stroje.

Uchycení snímačů má velký vliv na přenos signálu do snímače a mělo by být při každém měření na daném stroji stejné. Vhodný způsob uchycení závisí na přístupnosti, vhodnosti, ekonomické a technické úvaze. Uchycení můžeme provést několika způsoby.

| Metoda připevnění | Vliv na výkonnost snímače (např. snímače s rezonancí 30 kHz) |
|----------------------------------|---|
| Pevný šroubový spoj | Žádné snížení rezonanční frekvence akcelerometru v důsledku připevnění |
| Izolovaný šroubový spoj | Pokud je pro zabránění vzniku zemních smyček a jiných vlivů použit tuhý nevodivý materiál, jako je podložka ze slidy, montážní rezonanční frekvence je mírně snižena asi na 28 kHz. |
| Přilepení tuhým lepidlem | Rezonance je snižena asi na 28 kHz |
| Přilepení měkkým epoxidem | Rezonance je snižena asi na 8 kHz |
| Připevnění permanentním magnetem | Rezonance je snižena asi na 7 kHz |
| Ruční sonda se snímačem | Rezonance je snižena asi na 2 kHz, ale tato metoda není doporučena pro měření nad 1kHz. |

Obr. 7. Vliv připevnění na snímač vibrací [1]

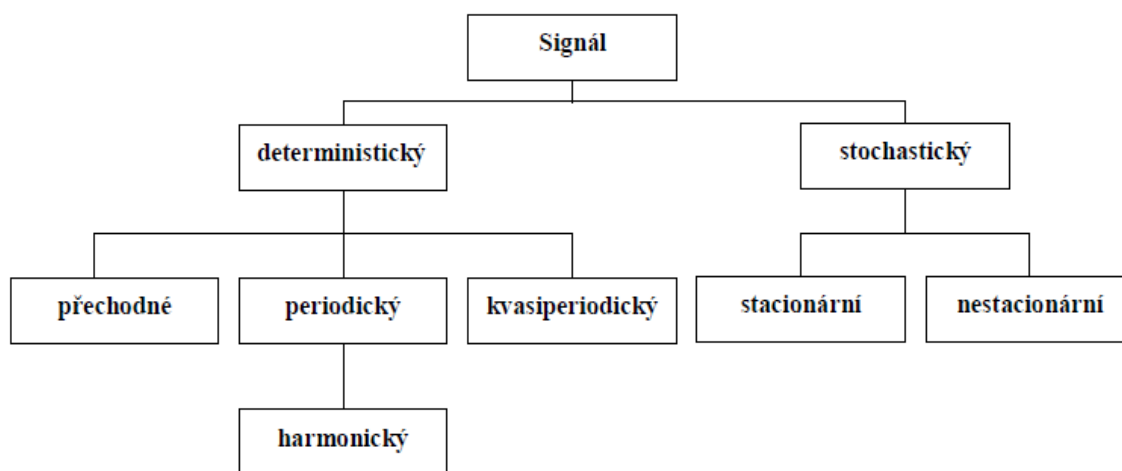
Důležitou vlastností snímačů je jejich citlivost, což je poměr elektrického signálu ke zrychlení.

Snímače dále charakterizuje:

- dynamický rozsah – je dán horní mezí (mechanickou pevností snímače) a dolní mezí (elektrickým šumem elektrických obvodů).
- kmitočtový rozsah – je na horní hranici omezen vlastní frekvencí snímače a na dolní hranici kmitočtem užívaného předzesilovače.

2.6 Klasifikace signálů

Signál je abstraktní pojem vztahující se jen na ty časové funkce, které reprezentují časové průběhy fyzikálních veličin, a obsahují na rozdíl od šumu jen informace o objektu, jenž signál generuje. Klasifikaci lze charakterizovat takto:



Obr. 8. Klasifikace signálů podle náhodnosti jejich průběhu [1]

- **Deterministický signál**

Časový průběh je determinován, a tak můžeme jeho průběh předvídat.

- Přechodný signál - je časově omezen (např. hluk při přejezdu vozidla)
- Periodický signál - se skládá z harmonických signálů, které jsou násobkem jedné základní frekvence
- Kvasiperiodický signál - je složen z harmonických signálů s frekvencemi, které jsou násobky nejméně dvou základních frekvencí se vzájemným poměrem

- **Stochastický signál**

Je to náhodný signál, který má nepředvídatelný vývoj v průběhu záznamu.

- Stacionární signál - má ustálený průběh signálu
- Nestacionární signál - má v čase měnící se průběh signálu

Náhodné signály mohou také být:

- Širokopásmové - se skládají z harmonických signálů s frekvencemi z širokého pásma frekvencí.
- Úzkopásmové - obsahují jednu náhodnou frekvenci s měnící se amplitudou

Jako šum označujeme úplně náhodný signál. Nejvíce se na strojích objevují signály periodické nebo kvasiperiodické.

2.7 Volba měřicího místa

Umístění snímačů pro monitorování stavu vibrací je závislé hlavně na měřeném objektu, cesta šíření signálu by měla být co nejkratší (bez přerušení či přechodů materiálu), hlavní osa snímače by měla směřovat na osu max. zatížení nebo být v oblasti zatížení.

Vibrace se měří ve třech směrech – vertikální (V) horizontální (H) a axiální (A). Největší vibrace bývají většinou v horizontální rovině, zde je stroj nejpoddajnější (např. indikuje nevyváženost).

Ve vertikální rovině jsou vibrace vlivem tuhosti konstrukce a gravitace menší. V axiálním směru se ukazují problémy s nesouosostí a ohnutím hřídele.

Základní zásady pro volbu měřicího místa jsou následující:

- umístění v místech s nejpravděpodobnějšími max. hodnotami vibrací
- umístění v místech, kde je malá vůle mezi stojící a rotující částí
- umístění v místech, kde se dá předpokládat včasné zjištění opotřebení a poškození
- umístění snímačů typických strojů vycházejí z provozních zkušeností
- umístění snímačů je na nerotujících částech konstrukce, často na ložiskovém domku nebo ložiskovém stojanu
- měření je nutné provádět za provozních podmínek

2.8 Základní metody vibrodiagnostiky

Vibrace strojů a jejich hluk jsou buzeny zvnějšku kinematicky nebo silově. Technický stav a opotřebení zařízení je závislé na pravidelnosti buzení a jeho intenzitě. Frekvenční

analýza je hlavním nástrojem vibrodiagnostiky, ale používáme i celou řadu dalších metod se kterými se následně seznámíme.

Frekvenční analýza

Je matematická metoda, která zajišťuje přesnou identifikaci jednotlivých příčin kmitání. Při frekvenční analýze se nám směs kmitů daného objektu podle kmitočtu rozkládá na jednotlivé složky

Frekvenční analýza pomocí FFT

Frekvenční analýza vibračních signálů pomocí FFT je základní analytická metoda, která vyhledává periodické děje v průběhu vibračního signálu a zobrazí je v daném souřadném systému. O frekvenčním spektru mluvíme při použití souřadného systému amplitudy (osa y) a frekvence (osa x). Při souřadném systému amplituda (osa y) a čas (osa x) se jedná a časový průběh. Fourierova transformace (FFT) je nejrozšířenější způsob stanovení frekvenčního spektra u analyzátorů, protože je:

rychlá

přesná

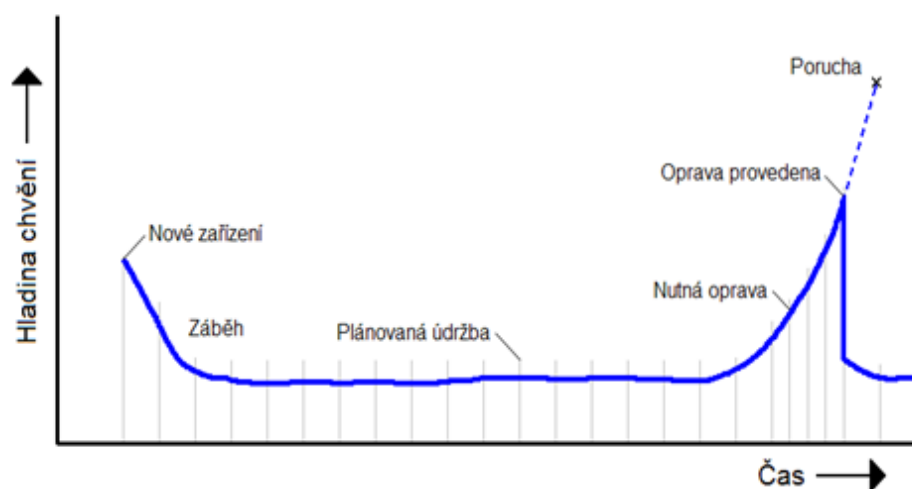
srozumitelné nastavení parametrů

realizovatelnost ve formě univerzálního elektronického obvodu

Celková mohutnost kmitání (trendování vibrací)

Objektivní technický stav stroje zjistíme měřením celkových vibrací stroje nebo jeho částí a srovnáním výsledku s normami zjistíme, co způsobilo vyšší hodnoty. Celková vibrační energie měřená ve frekvenčním rozsahu 0-1000Hz představuje celkovou vibraci. Celková mohutnost (intenzita) kmitů je naměřená hodnota na funkčně nejdůležitějším místě stroje, která se porovná s předchozí hodnotou a limitní hodnotou. Takto se získávají informace o objektivním technickém stavu dané části.

Vynesením těchto hodnot do funkční závislosti získáme tzv. vanovou křivku, ze které můžeme následně určit zbytkovou životnost a další potřebné údaje pro plánování údržby.



Obr. 9. Vanová křivka [1]

Kepstrální analýza

Je to metoda, která vyhledává periodické děje ve frekvenčním spektru. Hledá periodicky se vyskytující děje při vícenásobné analýze signálu. Touto metodou se dá zjistit série harmonických nebo bočních pásem, které se nacházejí ve frekvenčních spektrech. Nejvhodnější je především pro diagnostiku převodovek, kde zjišťuje technický stav ozubení.

Orbitální analýza

Orbit je tvořen dynamickou (kinetickou) složkou vibrací, která je snímána ze dvou vzájemně na sebe kolmých bezdotykových radiálních snímačů výchylky a vynáší se v kartézských souřadnicích. Zobrazení vibrací, které je ve formě orbitu se zobrazí jako pohyb středu hřídele za jednu nebo více otáček kolem statické polohy středu hřídele. Standardní tvar orbity se mění vlivem závad. Jestliže se orbita zploští, změní se na banánový a dokonce se mění na tvar „osmičky“ znamená to nesouosost.

Modální analýza

Zabývá se kmitavým chováním konstrukcí, především jejich částí. Umožňuje rozklad složitého kmitavého procesu na dílčí, tzv. modální (vlastní) příspěvky. Tento rozklad spočívá v nahrazení soustavy vzájemně vázaných diferenciálních rovnic, které popisují kmitavé chování uvažované konstrukce za soustavy nezávislých, izolovaně řešitelných

diferenciálních rovnic, které řešíme tzv. modální transformací. Slouží ke stanovení vlastní frekvence soustavy atd. a používá se pro většinu strojních i stavebních konstrukcí.

Metoda zviditelnění provozních tvarů kmitů (PTK)

Tato metoda je popsána dále v této práci (3. Kapitola).

Multiparametrická diagnostika

Spočívá v použití několika diagnostických metod k provozní diagnostice strojů, čímž zvyšuje jistotu rozhodnutí o technickém stavu. Použitím multiparametrického přístupu se dají odhalit závady, které nezjistíme použitím pouze jedné diagnostické metody.

Existuje mnoho vhodných kombinací metod technické bezdemontážní diagnostiky.
např.:

- Vibrodiagnostika + tribodiagnostika + termodiagnostika
- Vibrodiagnostika + tribodiagnostika + optická defektoskopie
- Vibrodiagnostika + optická defektoskopie

Měření fáze

Nejedná se přímo o druh měření velikosti vibrací, ale o měření místa na rotujícím objektu, na němž působí maximální kladná odezva. Bez měření fáze nezjistíme tyto závady: nesouosost, nevyváženost, ohnutý hřídel. Není analýzou vibrací, ale jen doplňuje tuto analýzu.

Metody k měření technického stavu valivých ložisek

Tyto metody zjišťování stavu valivých ložisek vychází z poznatku, že při odvalování poškozeného prvku ložiska dochází ke zvýšení úrovně vibrací. Pro určení stavu poškozeného ložiska používáme mnoho dalších metod, nejen spektrum.

- **SPM (Shock Pulse Meter)**

Snímá krátkodobé tlakové vlny vyvolané mechanickými rázy při průchodu přes poškozené místo. Snímají se prahové a špičkové úrovně vibrací, které se zakreslí do grafů a porovnají se s mezními hodnotami.

- **BCU (Bearing Condition Unit)**

Jedná se o nepřímé měření rázových impulsů pomocí obsahu energie akustických kmitů šířených v pevném materiálu, které se projevuje v kmitočtové oblasti 20 – 40 kHz. Vyhodnocujeme špičkové hodnoty měřeného signálu.

- **SEE (Spectral Emitted Energy)**

Měří se ultrazvuková emise způsobená degradačními jevy ve stroji. Používá se pro velmi včasnou detekci závad ložisek a převodů ozubených kol. Signál je snímán až do frekvencí několika MHz, potom se filtruje na frekvenci kolem 300 kHz a demodulují se jeho nízkofrekvenční složky, ve kterých probíhá další analýza.

- **RBP (Related Bearing Product)**

Stanovují se efektivní a špičkové hodnoty zrychlení v rozsahu 2 – 16 kHz.

- **Crest factor**

Vyhodnocuje se poměr špičkového zrychlení a jeho střední hodnoty ve frekvenčním pásmu 10 Hz – 10 kHz a časové posloupnosti.

- **Q faktor**

Využívá se poměr střední a špičkové hodnoty amplitudy emitovaného ultrazvukového signálu, který je na pracovní frekvenci 40 kHz.

- **Kurtosis**

Posuzuje se statické rozdělení amplitud chvění s ohledem na odchylku od standardního rozdělení ve frekvenčním rozsahu 2,5 – 80 kHz při dělení do pěti frekvenčních pásem.

- **Obálková metoda**

Používá se nejčastěji u ložisek a ozubených kol, protože jejich činnost má opakující se charakter. Vytvářejí se vibrační signály s vyššími frekvencemi a mnohem nižší amplitudou. Tyto signály mají tak nízkou energii, že se při normálním měření úplně ztratí v šumu.

2.9 Vibrodiagnostika elektromotorů

U elektrických točivých strojů lze bezdemontážní diagnostikou zjistit jejich stav po elektrické i mechanické stránce. Elektrický točivý stroj bývá pokaždé spojen s pracovním mechanismem, a tak je třeba při posuzování elektrických točivých strojů přihlížet k technickému stavu poháněného mechanismu a při posuzování poháněcího mechanismu musíme přihlídnout na technický stav elektromotoru.

- **Vibrace elektromotoru mechanického původu**

Mechanické chvění je způsobeno zejména valivými ložisky, nevyvážením všech rotujících částí stroje, nesouosostí poháněné jednotky a elektromotoru. Dá se říct, že chvění mechanického původu má smíšený charakter. Chvění způsobené nesouosostí, nevyvážením a chvěním ložisek se konstrukcí šíří velmi dobře. Proto je nutné a účinné při instalaci stroje oddělit stavební konstrukce od samotného stroje pružnými spoji. Dodržení výrobních tolerancí, správného vyvážení a technologických postupů při výrobě je nejlepší cestou ke snížení chvění mechanického původu.

- **Vibrace elektromotoru elektromagnetického původu**

Nejtypičtější složkou chvění u elektrického rotujícího stroje je chvění elektromagnetického původu. Jeho příčinou bývá kmitání kostry nebo jiných částí stroje, způsobené elektromagnetickými silami a magnetostrikce magnetického obvodu.

Chvění stroje elektromagnetického původu zjistíme vypnutím stroje ze sítě a sledujeme pokles chvění v čase. Když je tento pokles velmi rychlý, jedná se evidentně o složku chvění elektromagnetického původu. Další způsob zjišťování elektromagnetického chvění je měření frekvenčního spektra pro různé hodnoty napájecího napětí. Snížení složky elektromagnetického chvění dosáhneme správným návrhem elektrického stroje, to znamená dodržení optimálního poměru počtu statorových a rotorových drážek, zesílení konstrukce v místech zvýšeného namáhání.

Uchycení většiny elektrických strojů na základ stroje je provedeno pomocí patek. Je třeba podotknout, že kmitání stroje může významně ovlivnit způsob připevnění patek ke kostře a jejich uchycení na základ.

2.10 Nejběžnější závady u rotačních strojů

Tato kapitola byla zpracována dle literatury [1], [4]

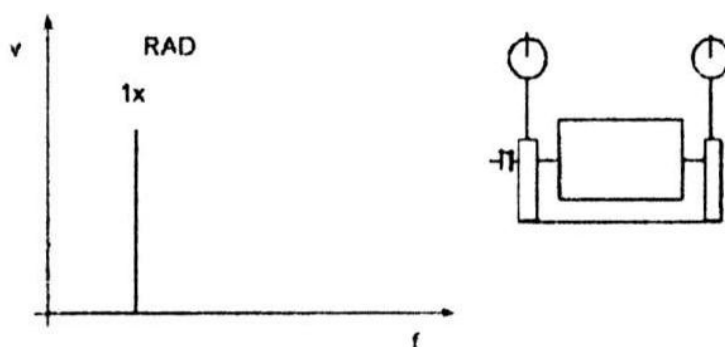
Tato kapitola se zabývá lokalizací, specifikací a příčinami vznikajících závad u rotačních strojů.

2.10.1 Nevyváženost

Nevyváženost nastává tehdy, když není centrální osa setrvačnosti totožná s osou rotace. Je dokázáno, že nejčastějším problémem se zvýšenými vibracemi strojů je nevyváženost.

Existují následující druhy nevyváženosti:

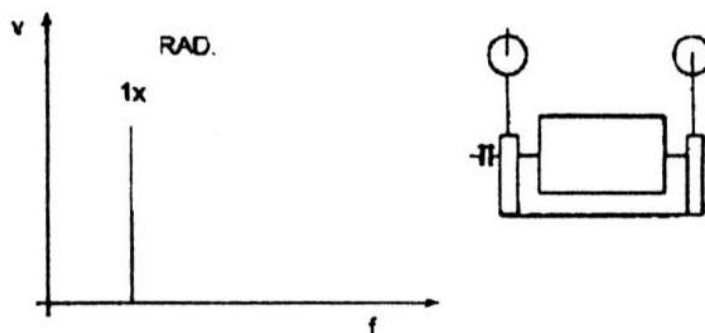
- *silová nevyváženost*



Obr. 10. Silová nevyváženost [1]

Silová nevyváha (statická) je ve fázi a stacionární. Amplituda v důsledku nevyváženosti se bude zvětšovat s kvadrátem otáček (3x větší otáčky – 9x větší vibrace). První harmonická složka otáček je vždy přítomna a dominantní ve spektru. Je možno ji korigovat umístěním pouze jednoho vyvažovacího závaží v jedné rovině. Měřením amplitudy vibrací na ložiskových domcích zjistíme přímo velikost nevyváženosti.

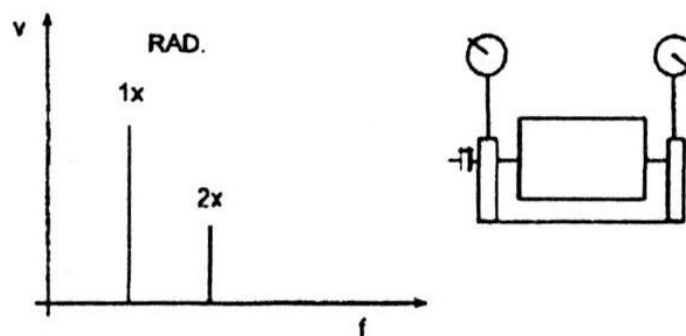
- **momentová nevyváženost**



Obr. 11. Momentová nevyváženost [1]

Momentová nevyváha má snahu k posunu fáze o 180° na stejném hřídeli. První harmonická složka otáček je vždy přítomna a dominantní ve spektru. Amplituda se mění s kvadrátem otáček. Může způsobovat velké radiální a axiální vibrace. Korekce vyžaduje umístění vyvažovacích závaží nejméně ve dvou rovinách. Měříme na ložiskových domcích.

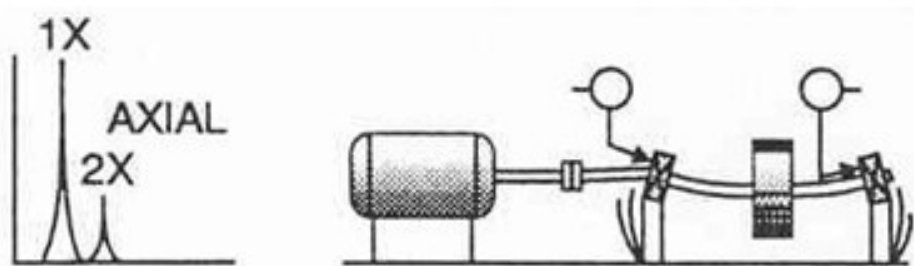
- **dynamická nevyváženost**



Obr. 12. Dynamická nevyváženost [1]

Dynamická nevyváženost je převládající typ nevyváženosti a bývá kombinací silové a momentové nevyváženosti (osa rotoru a centrální osa setrvačnosti jsou mimoběžné). Dominuje amplituda otáčkové frekvence rotoru a fázový rozdíl je obecný. Velká nevyváženost může způsobit výskyt amplitudy s $2x$ frekvencí otáčkovou a nelinearitu. Pro korigování je třeba dvou rovin. Měříme na ložiskových domcích.

2.10.2 Ohnutý hřídel



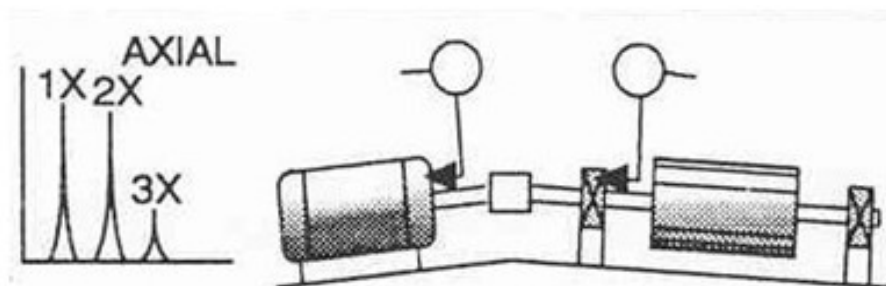
Obr. 13. Ohnutý hřídel [4]

Ohnutý hřídel způsobuje axiální vibrace, které mají sklon k protifázi, tzn. o 180° proti sobě na stejné součásti. Dominantní vibrace se zpravidla objevují na složce 1X, pokud je ohyb přibližně uprostřed, ale i na složce 2X, jestliže je ohyb blízko spojky. K potvrzení ohnutí se používají indikátorové hodinky.

2.10.3 Nesouosost

Pohonná jednotka stroje a soustrojí jsou převážně konstrukčně rozdílné, to vyvolává nutnost spojení pomocí spojek, a tím vzniká možnost nesouososti.

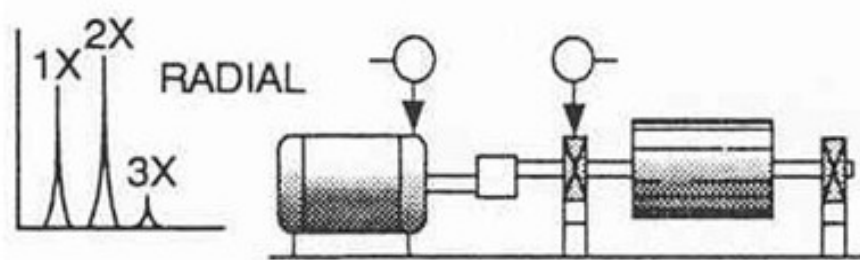
- **úhlová nesouosost**



Obr. 14. Úhlová nesouosost [4]

Úhlová nesouosost se vyznačuje velkými axiálními vibracemi, které jsou v protifázi, tzn. o 180° přes spojku. Typickým příkladem jsou velké axiální vibrace na obou složkách 1X a 2X. Ale není výjimkou, když dominuje některá ze složek 1X, 2X nebo 3X. Tyto příznaky mohou znamenat i existenci problémů se spojkou. Výrazná úhlová nesouosost může vybudit hodně harmonických násobků frekvence otáčení.

- *paralelní nesouosost*



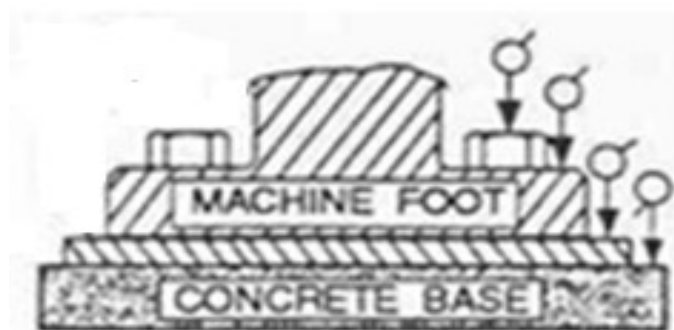
Obr. 15. Paralelní nesouosost [4]

Nesouosost, která vzniká paralelním posunutím, má obdobné rysy jako úhlová nesouosost, ale vykazuje značné radiální vibrace, které jsou přibližně v protifázi přes spojku, t.j. o 180° posunuté. Složka 2X bývá větší než 1X, ale její velikost vůči 1X je obvykle dána typem a konstrukcí spojky. Pokud je úhlová či paralelní nesouosost výrazná, pak může vytvářet buď velké amplitudové špičky na řadě harmonických násobků (4X-8X) nebo mnoho harmonických násobků do vysoké frekvence, což se podobá výskytu mechanického uvolnění. Materiál a typ spojky mnohdy značně ovlivní celé spektrum, pokud je nesouosost velká.

2.10.4 Mechanické uvolnění

Mechanické uvolnění je určeno spektrem typu A, B nebo C.

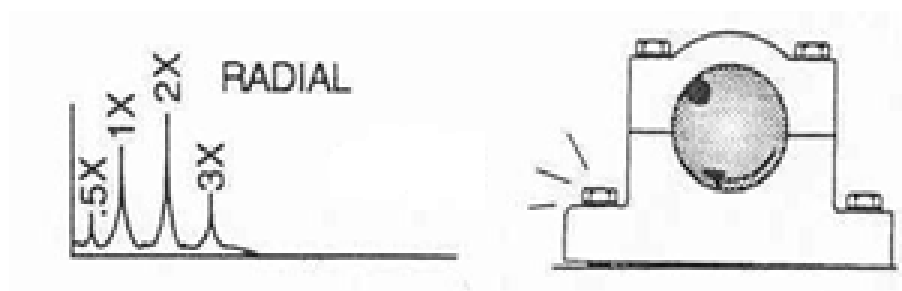
- *Typ A*



Obr. 16. Mechanické uvolnění typu A [4]

Typ A je způsoben měkkostí nebo strukturním uvolněním patek stroje, základového rámu či základu. Rovněž zhoršením stavu zálivky, uvolněním šroubů v základu, deformací základového rámu anebo základu (t.j. měkká patka). Analýzou fáze se může odhalit fázový rozdíl 90° až 180° mezi vertikálním měřením na šroubu, základové desce, patce stroje nebo samotném základu.

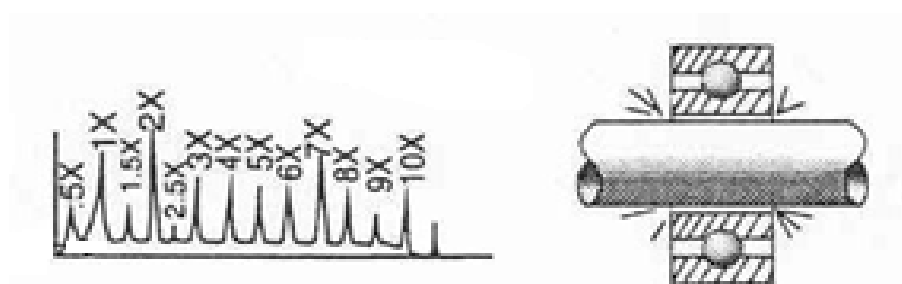
- **Typ B**



Obr. 17. Mechanické uvolnění typu B [4]

Typ B je často způsoben trhlinami v konstrukci rámu nebo v ložiskovém stojanu, uvolněním šroubů ložiskového stojanu.

- **Typ C**



Obr. 18. Mechanické uvolnění typu C [4]

Typ C je způsoben nesprávným lícováním mezi komponentami, to může způsobit nelineární odezvu volných částí na dynamické síly rotoru. To způsobí ořezanou časovou vlnu a také zvýšený práh šumu ve spektru. Také je často způsoben uvolněním pouzdra ložiska ve víku, nadměrnou vůlí v kluzném nebo valivém ložisku, volným a protáčečím

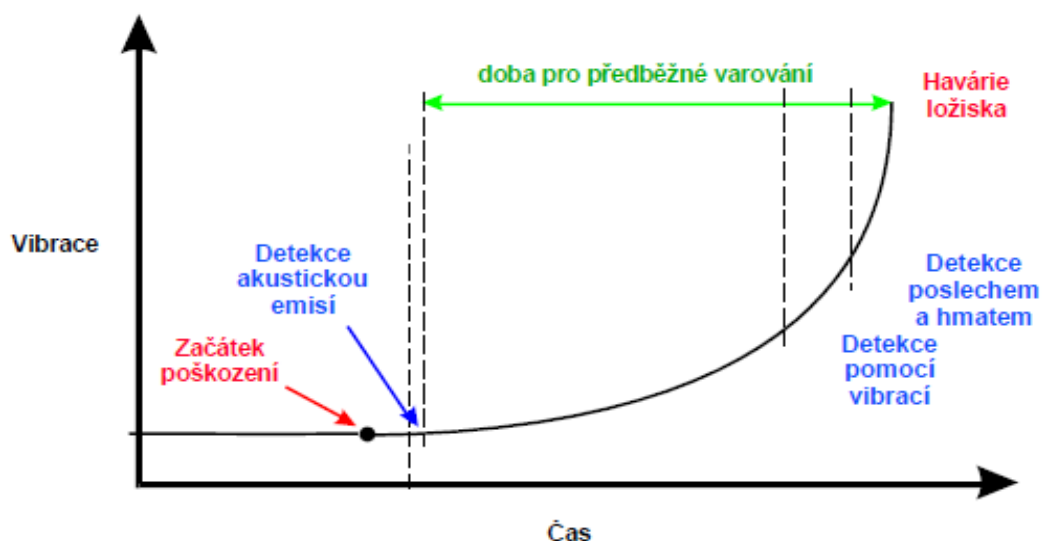
se ložiskem na hřídeli atd. Fáze je mnohdy neustálená a silně se mění od jednoho měření ke druhému. Mechanické uvolnění může také způsobit subharmonické násobky přesně v $1/2$ nebo $1/3$ otáček ($0.5X$, $1.5X$, $2.5X$ atd.).

2.10.5 Závady valivých ložisek

Valivá ložiska se stala v průmyslu nejvíce používaným prvkem pro přenos síly mezi komponentami rotujících strojů. Neustálý vývoj jejich konstrukce zvýšil životnost a zmenšil únavu ložisek ale i přesto může v krátkém časovém intervalu nastat porucha ložiska.

Ložisko může selhávat z řady příčin: znečištěné mazivo, nesprávné mazání (příliš mnoho, nebo příliš málo maziva), větší zatížení než předpokládané (způsobeno např. nevývahou, nesouosostí, ohnutím hřídele apod.), stáří, nesprávné zacházení nebo montáž.

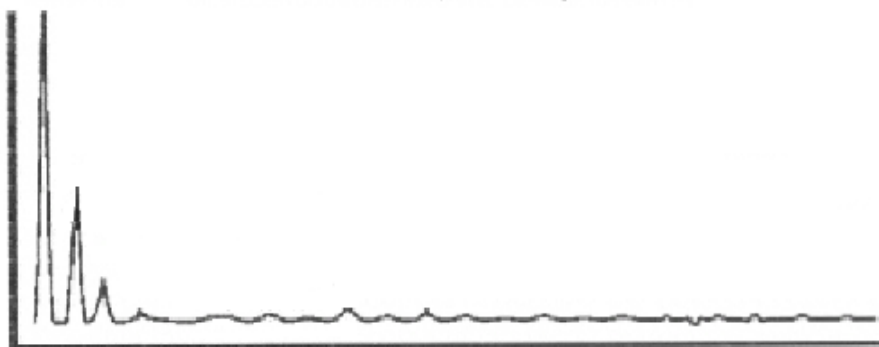
Prvním obdobím provozu projde většina ložisek, které pak pokračují bezporuchově anebo jen s minimem vad. Avšak po určité době začíná narůstat počet závad až do závažné poruchy.



Obr. 19. Průběh poškození valivého ložiska [1]

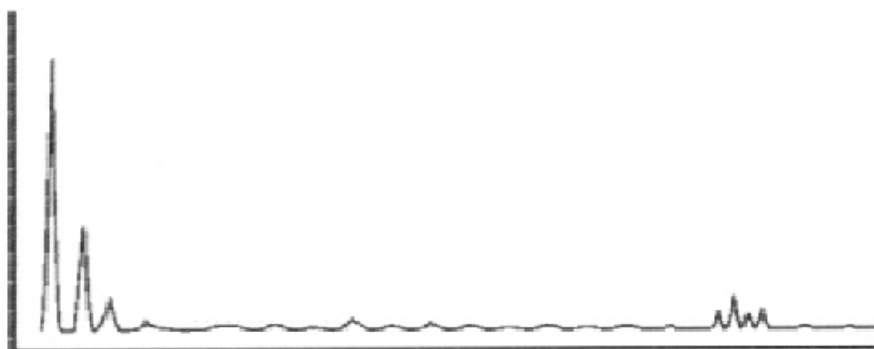
Ve valivých ložiscích mohou nastat 4 fáze poruchy.

1. fáze: Prvotní indikace problému valivých ložisek se projevují v ultrazvukovém frekvenčním pásmu od 250 kHz do 350 kHz. Při dalším opotřebovávání frekvence klesá na 20 kHz až 60 kHzů.



Obr. 20. První fáze poškození valivého ložiska [1]

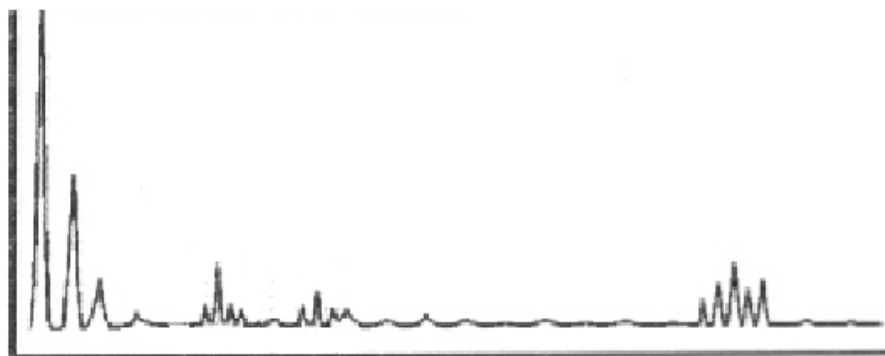
2. fáze: Nastává projev malých ložiskových vad, ty začínají v ložisku „zvonit“ a vybuzují vlastní frekvence komponent ložiska. Výskyt těchto frekvencí je při 30 až 120 násobku otáčkové frekvence. Na konci této fáze je výskyt postraních pásem kolem rezonanční špičky.



Obr. 21. Druhá fáze poškození valivého ložiska [1]

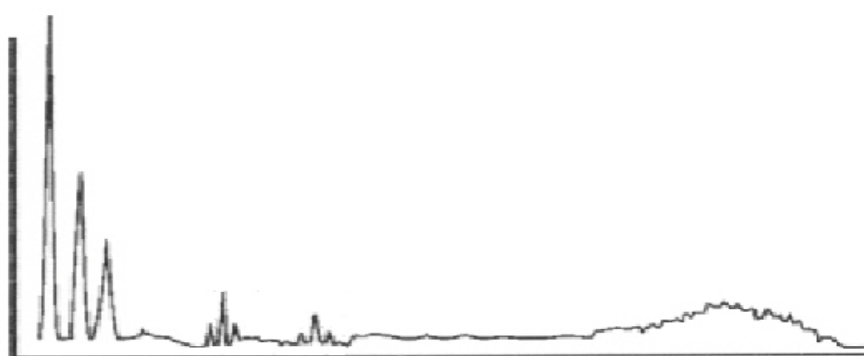
3. fáze: V této fázi se začínají objevovat frekvence ložiskových závad a jejich harmonické násobky. Při vzrůstajícím opotřebování ložiska vzniká více harmonických násobků

frekvencí ložiskových závad a stupňuje se počet postraních pásem kolem těchto harmonických násobků frekvencí ložiskových závad a také kolem vlastních frekvencí ložiskových závad. Opotřebení ložiska je v této fázi obvykle viditelné a může být po obvodě ložiska, pokud jsou ve spektrech dobře vyvinutá četná postranní pásma kolem frekvencí ložiskových závad.



Obr. 22. Třetí fáze poškození valivého ložiska [1]

4. fáze: Životnost ložiska je v této fázi u konce a je ovlivňována amplituda první otáčkové, která roste spolu s mnoha jinými složkami otáčkové frekvence. Diskrétní frekvence ložiskových závad a také vlastní frekvence komponent ložiska se začínají ztrácet a bývají nahrazeny náhodným širokopásmovým vysokofrekvenčním šumem.



Obr. 23. Čtvrtá fáze poškození valivého ložiska [1]

- **zjištění závad valivých ložisek**

Praskliny a vyštípnutí jsou projevy nadměrného přetížení povrchu. Při průchodu části ložiska přes tuto vadu jsou generovány impulsní síly, kdy jejich frekvence má jednoduchý vztah k otáčkové frekvenci hřídele a ke geometrii ložiska.

Protože jsou rovnice pro ložiskové závady idealizovány, nepočítá se v nich s prokluzem valivých prvků, ale pouze odvalování po povrchu ložiskových drah.

Poruchové frekvence valivého ložiska

Poškození vnějšího kroužku (BPFI) = $\frac{n}{2} \frac{\text{RPM}}{60} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \vartheta \right)$

Poškození vnitřního kroužku (BPFO) = $\frac{n}{2} \frac{\text{RPM}}{60} \left(1 + \frac{B_d}{P_d} \cos \vartheta \right)$

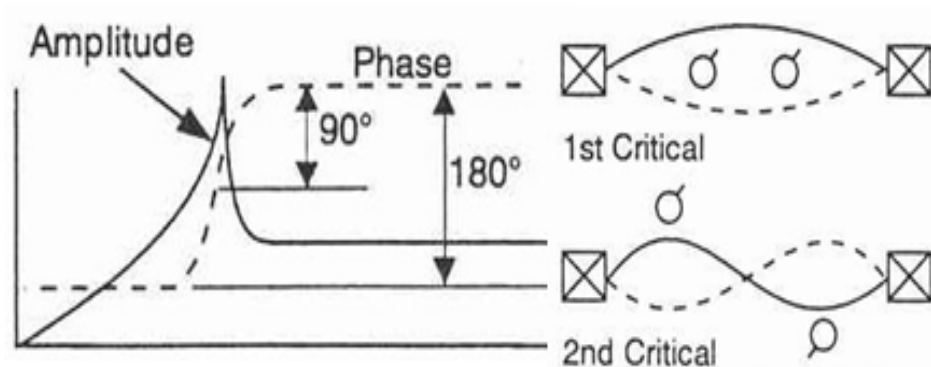
Poškození valivých elementů (BSF) = $\frac{P_d}{2B_d} \frac{\text{RPM}}{60} \left[1 - \left(\frac{B_d}{P_d} \right)^2 \cos^2 \vartheta \right]$

Poškození klece (FTF) = $\frac{1}{2} \frac{\text{RPM}}{60} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \vartheta \right)$

P_d = střední průměr n = počet valivých elementů
 B_d = průměr val. elementu ϑ = kontaktní úhel
 RPM = otáčky hřídele [1/min]

Obr. 24. Poruchové frekvence valivého ložiska [1]

2.10.6 Rezonance



Obr. 25. Rezonance [4]

Rezonance nastává, jestliže se budicí frekvence shoduje s vlastní frekvencí systému. Mohla by způsobit výrazné zvýšení amplitudy rezonančním zesílením, to může mít za následek předčasnou poruchu. Může se jednat o vlastní frekvenci rotoru, ale původcem může být nosný rám, převodovka, základ nebo hnací řemeny. Pokud je rotor v rezonanci nebo blízko ní, je nemožné ho vyvažovat. Obvykle je nutná změna vlastní frekvence směrem do vyšších nebo nižších hodnot. Vlastní frekvence se většinou nemění se změnou otáčkové frekvence a to napomáhá jejich zjištění

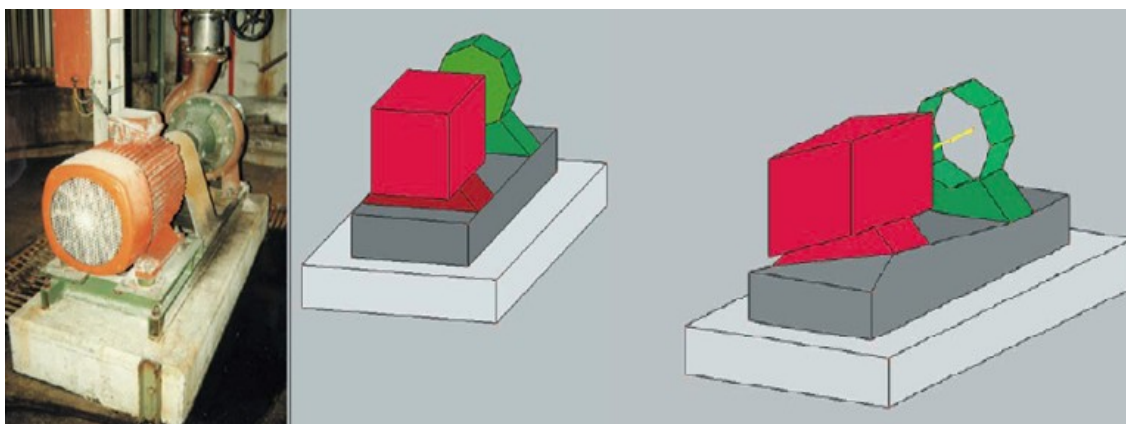
3 METODA PROVOZNÍCH TVARŮ KMITŮ (PTK)

Tato kapitola byla zpracována dle literatury [6], [4].

Provozní tvary kmitů zobrazují reálné kmitání stroje při provozním zatížení a s tím přichází možnost hodnocení vibračního chování celého stroje. Toto animované zobrazení je užitečnou pomůckou při provozních problémech s nadměrnými vibracemi a hlukem. Není vhodné tuto metodu používat pro zjišťování závad ložisek, protože vyzařující energie vibrací je ve vysokých kmitočtech. Jinak je využitelná pro zjišťování všech ostatních běžných závad, jako je mechanické uvolnění, nesouosost, nevyváženost atd.

Diagnostické metody mají nevýhodu v tom, že jsou složité a srozumitelné jen úzkému okruhu lidí, což omezuje jejich větší využívání. Existuje srozumitelná metoda, která není určena jen odborníkům, ale může ji použít každý kdo má základní znalosti o vibrodiagnostice. Nazývá se „zviditelnění vibrací“ nebo „provozní tvary kmitů“ a spočívá v určení amplitud vibrací v jednotlivých měřených bodech a vzájemných fázích. Tyto získané hodnoty slouží k animaci vibračního pohybu v počítači, při níž je skutečný pohyb zesílen a zpomalen na nízkou frekvenci, aby jej bylo možno vnímat lidským okem.

- k hlavním vlastnostem metody PTK patří:
 - poskytuje neúplné určení dynamických vlastností stroje, chybí údaj o budící síle
 - metoda nevyžaduje linearitu mezi budícími silami a odezvou v podobě mechanického pohybu
 - metoda slouží ke zviditelnění skutečného pohybu, který je lidskými smysly nerozpoznatelný



Obr. 26. Skutečný stroj, jeho zjednodušený model a model v pohybu s jasně viditelným uvolněním [5]

3.1 Využití metody PTK

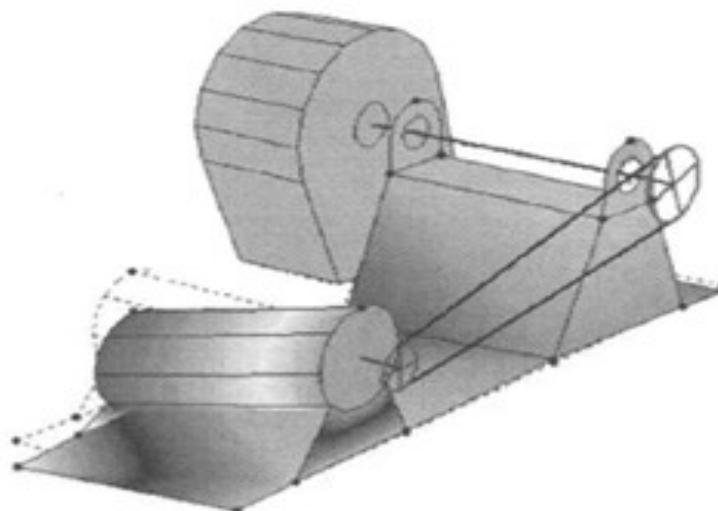
Metoda provozních tvarů kmitů se uplatňuje v technické praxi především v oblastech technické diagnostiky, identifikace dynamických vlastností a kvality pružného uložení.

Touto metodou odhalíme slabá místa:

- Technickou diagnostikou lze zjistit:
 - uvolnění spojů
 - nesouosost hřídelů
 - změny tuhosti
 - rezonance
 - vadná montáž
 - chybná konstrukce
- Identifikací dynamických vlastností určíme:
 - způsob namáhání
 - chování stroje v zástavbě
 - hlavní budicí frekvence
 - relativní pohyby částí soustrojí
 - přenos vibračního pohybu soustrojím
- Kvalitou pružného uložení lze určit:
 - přenos vibrací ze stroje přes pružný člen na podložku
 - porovnání mezi pružně a nepružně uloženým strojem
 - způsob namáhání pružně uloženého stroje
 - místa pro aplikaci pružných prvků
 - rezonanční oblast

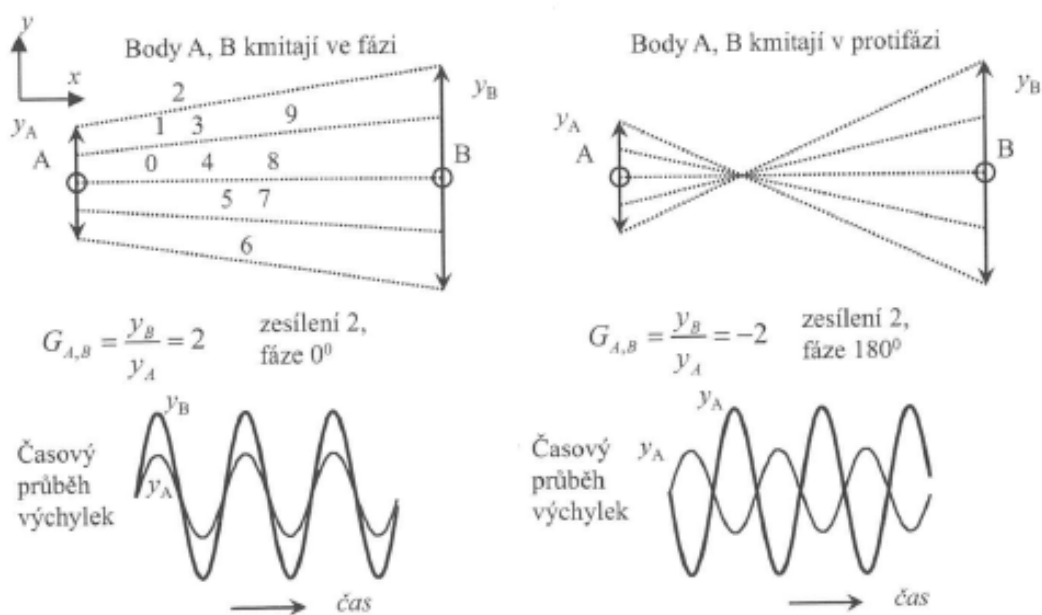
Výsledkem metody PTK je především:

- animace vibračního pohybu na dané budicí frekvenci
- možnost multifrekvenční animace na více budicích frekvencích současně
- znázornění uzlů a kmiten
- znázornění trajektorií vibračního pohybu



Obr. 26. Uvolněné ukotvení stroje k základu [2]

Výsledný pohyb animace je dán pohybem jednotlivých bodů, ve kterých jsou zadané naměřené hodnoty. Body se tedy mohou pohybovat ve fázi nebo protifázi dle Obr. 27.



Obr. 26. Princip animace pohybů [2]

3.2 Postup měření

1. Prohlédne se měřené strojní zařízení a provede se rozbor za účelem určení důležitých bodů k měření, které budou tvořit drátový model.
2. Určení referenčního bodu, ke kterému se bude vztahovat fáze.
3. Provede se měření křížových spekter frekvenčním FFT analyzátozem minimálně dvoukanalovým, kdy jeden kanál snímá trvale signál z referenčního bodu a druhý kanál měří všechny měřící směry.
4. Data se zpracují a vyhodnotí v příslušném softwaru
5. Výsledkem měření jsou frekvenční spektra a fáze vzhledem k referenčnímu směru. Tato data tvoří animaci pohybu strojního zařízení na obrazovce počítače.

3.3 Hlavní výhody PTK:

- srozumitelnost všem, kteří mají nějaký vztah ke strojírenství (prodejce, konstruktér, majitel, údržba, obsluha atd.)
- jednoduchá aplikace
- mnoho sdělených informací o stroji
- využití v mnoha oblastech strojírenské výroby
- běžné přístrojové vybavení a nenáročné parametry počítače
- krátký čas mezi zadáním úlohy a výsledkem
- kvalitativní posouzení převládajícího pohybu
- stanovení slabého místa zařízení

3.4 Nevýhody PTK:

- v současné době malé rozšíření v praxi
- nároky na základní znalosti vibrodiagnostiky v praxi
- nasazení aplikace zejména pro stroje s periodickým principem činnosti např. rotační stroje
- stabilní signál po dobu měření
- je nevhodná pro stroje s nepřetržitým chodem nebo s krátkým ustáleným cyklem
- selhává při nevhodně zvoleném modelu

4 PROVOZNÍ TVARY KMITŮ VENTILÁTORU

Měřeným objektem byl ventilátor s označením K1v kotelně v Bohumíně. Přes ventilátor je veškerý potřebný spalovací vzduch dopravován z venku potrubím do spalovacího zařízení. Správnou funkci spalovacího zařízení zajišťuje požadovaným tlakem vzduchu v hořáku.

Měření bylo prováděno z důvodu zjištění nadměrných vibrací. Toto zařízení je měřené od roku 2008 v pravidelných půlročních intervalech, kdy se hodnoty vibrací pohybovaly v pásnu velmi dobrého stavu až do roku 2011, kdy byl prvotní nárůst hodnot. Po tomto nárůstu hodnot bylo v polovině roku 2012 zařízení ustaveno a hodnoty vibrací klesly zpět do pásma velmi dobrého stavu. Koncem roku 2012 nastal rapidní nárůst hodnot, které se dostaly do pásma přechodně přípustného stavu a až na hranici pásma nepřipustného.

Z dosavadního monitorování stroje firmou Esos Ostrava, s.r.o. vyplynulo jako nejvhodnější nasazení metody provozních tvarů kmitů. Měření bylo provedeno za provozu daného zařízení při otáčkách 1000 min^{-1} . Vhodně zvolená místa a body v těchto místech byly změřeny v horizontálním, vertikálním a axiálním směru. Výsledné hodnoty byly zahrnuty do programu PTK.



Obr. 27. Ventilátor K1

4.1 Popis měřeného celku

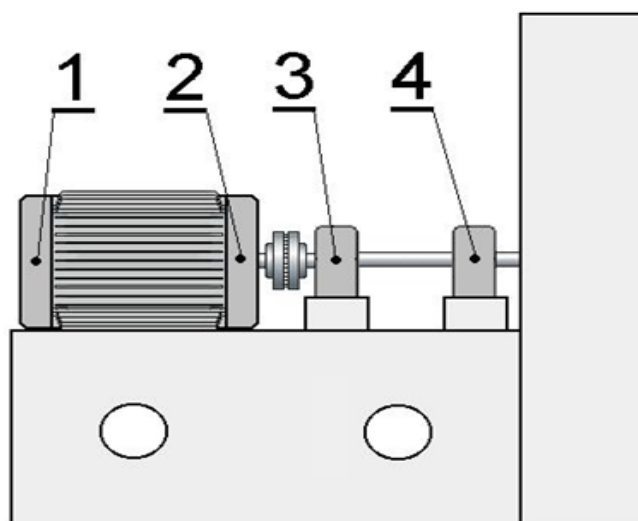
Měřeným celkem byl ventilátor s označením K1, který je složen z následujících částí viz schéma a dále v textu. Posvařovaná část železné konstrukce je z normalizovaných profilů, nejčastěji z U, I, L profilů a plechů. Elektromotor a ložiskové domky jsou pomocí šroubů uchyceny k horní části konstrukce a ta je taktéž ve spodní části pomocí šroubů ukotvená na silentblocích. Tyto silentbloky jsou přišroubovány k betonovému základu o výšce cca 20cm nad podlahou. Součástí této konstrukce je ještě přivařený kryt oběžného kola s potrubím pro přívod a odvod vzduchu dole uchycen na silentblocích.



Obr. 28. Ventilátor K1



Obr. 29. Ventilátor K1

Schéma:

Obr. 30. Schéma ventilátoru K1

Tab. 1. Parametry měřených součástí

| | |
|---|---|
| POHON elektromotor otáčky – RPM výkon | KEM $1500 \text{ min}^{-1} = 25 \text{ Hz}$ 37 kW |
| Ložisko elektromotoru volný konec - (<i>měřicí bod 1</i>) | 6313 |
| Ložisko elektromotoru u spojky - (<i>měřicí bod 2</i>) | 6313 |
| SPOJKA | Typ: Čepová spojka BKN |
| PŘEDLOHA | |
| Ložisko u spojky - (<i>měřicí bod 3</i>) | |
| Ložisko u oběžného kola - (<i>měřicí bod 4</i>) | |

| | | |
|--------------|-----------------|-----------------------------------|
| Elektromotor | volný konec | měřicí bod 1H (horizontální směr) |
| | u spojky | měřicí bod 2H (horizontální směr) |
| | | měřicí bod 2V (vertikální směr) |
| | | měřicí bod 2A (axiální směr) |
| předloha | u spojky | měřicí bod 3H (horizontální směr) |
| | | měřicí bod 3V (vertikální směr) |
| | | měřicí bod 3A (axiální směr) |
| | u oběžného kola | měřicí bod 4H (horizontální směr) |
| | | měřicí bod 4V (vertikální směr) |
| | | měřicí bod 4A (axiální směr) |

4.2 Použité přístrojové vybavení

Měření byla prováděna monitorovací technologií firmy Esos Ostrava, s.r.o.

Snímač – Rockwell, Automation (ENTEK IRD) 9400 (akcelerometr s napěťovým výstupem, citlivost 100 mV/g).



Obr. 31 Snímač Rockwell

Frekvenční analyzátor - Datakolektor Rockwell Automation (ENTEK IRD) dataPAC™ 1500.



Obr. 32. Frekvenční analyzátor

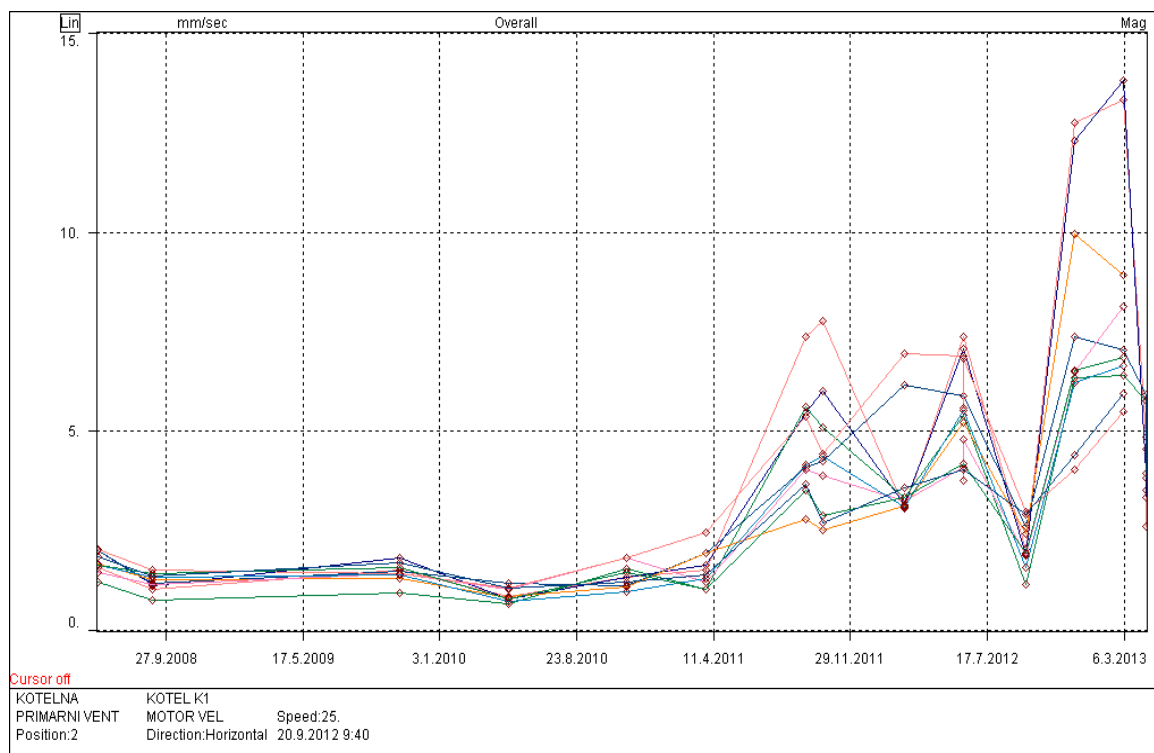
Snímač otáček - Trigger – ENTEK entach (Digital Tachometer).



Obr. 33. Snímač otáček Trigger

4.3 Historie měření ventilátoru

Toto zařízení je měřené od roku 2008 v pravidelných půlročních intervalech. Do roku 2011 byl trend naměřených hodnot setrvalý v pásmu velmi dobrého stavu (A). V září roku 2011 je detekován prvotní nárůst hodnot, kdy celkové hodnoty vibrací kolísaly v pásmu provozním (B) a v pásmu velmi dobrého stavu (A) dle normy ČSN 12 2011. Spektra v červnu roku 2012 vykazovala dominantní složku na dvojnásobku otáčkové frekvence, poté v témže měsíci bylo zařízení ustaveno. V prosinci roku 2012 začíná rapidní nárůst hodnot, které se dostaly do pásma přechodně přípustného stavu (C) a až na hranici pásma nepřipustného (D) viz obr. 34.



Obr. 34. Trend ze všech měřených směrů

Dle normy ČSN 12 2011 (obr 48), která udává maximální přípustné hodnoty mechanického kmitání ventilátorů, je toto měřené zařízení zařazeno podle výkonu a uložení do klasifikační třídy 5. Tato klasifikační třída se dělí do 4 pásem podle limitní hodnoty mohutnosti kmitání $v_c [mm \cdot s^{-1}]$ na: pásmo A - pásmo velmi dobrého stavu

pásmo B - pásmo provozního stavu

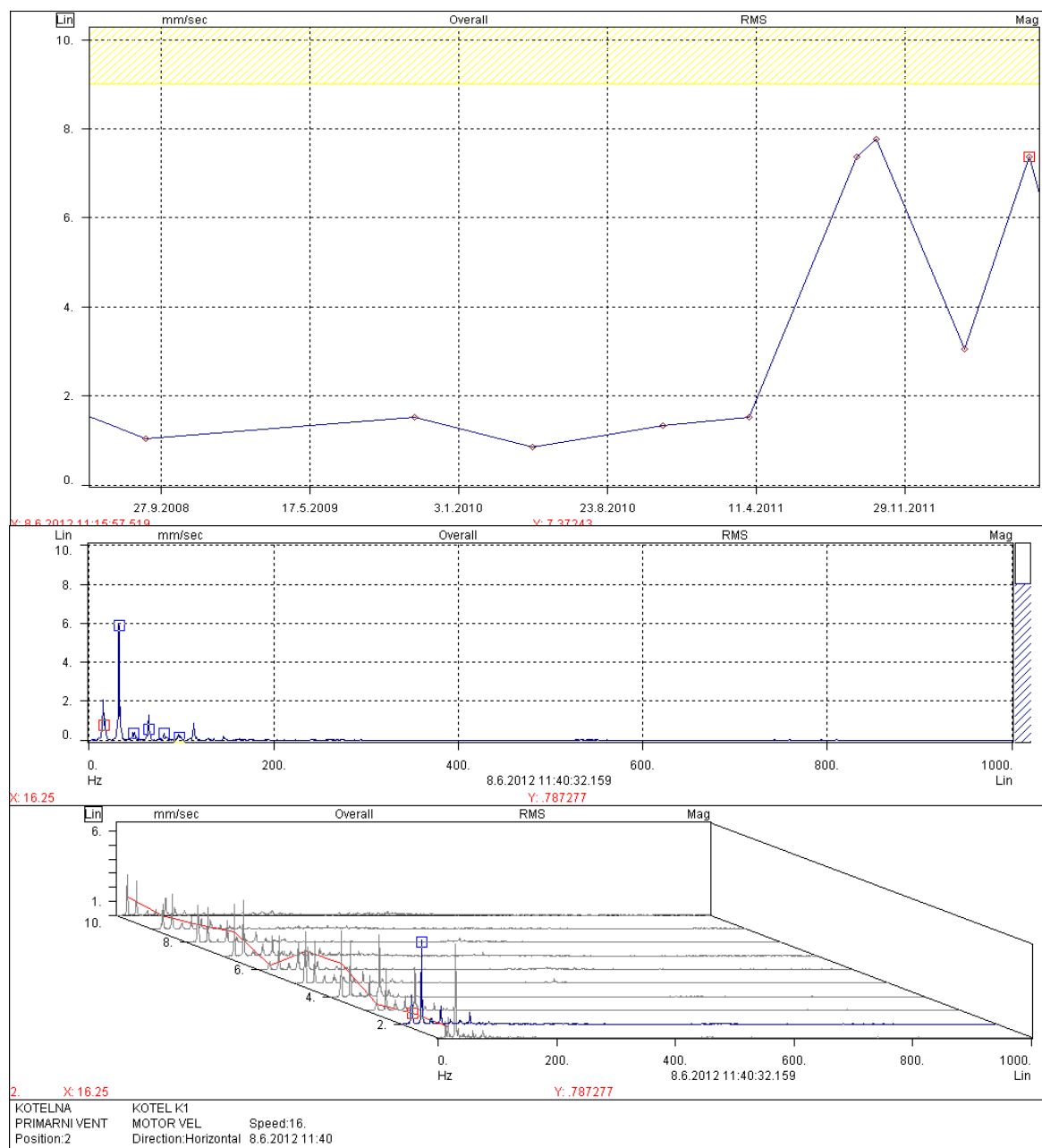
pásmo C - pásmo přechodně přípustného stavu (žlutě v trendu)

pásmo D - pásmo nepřípustného stavu (červeně v trendu)

Tab. 2. Norma ČSN 12 2011

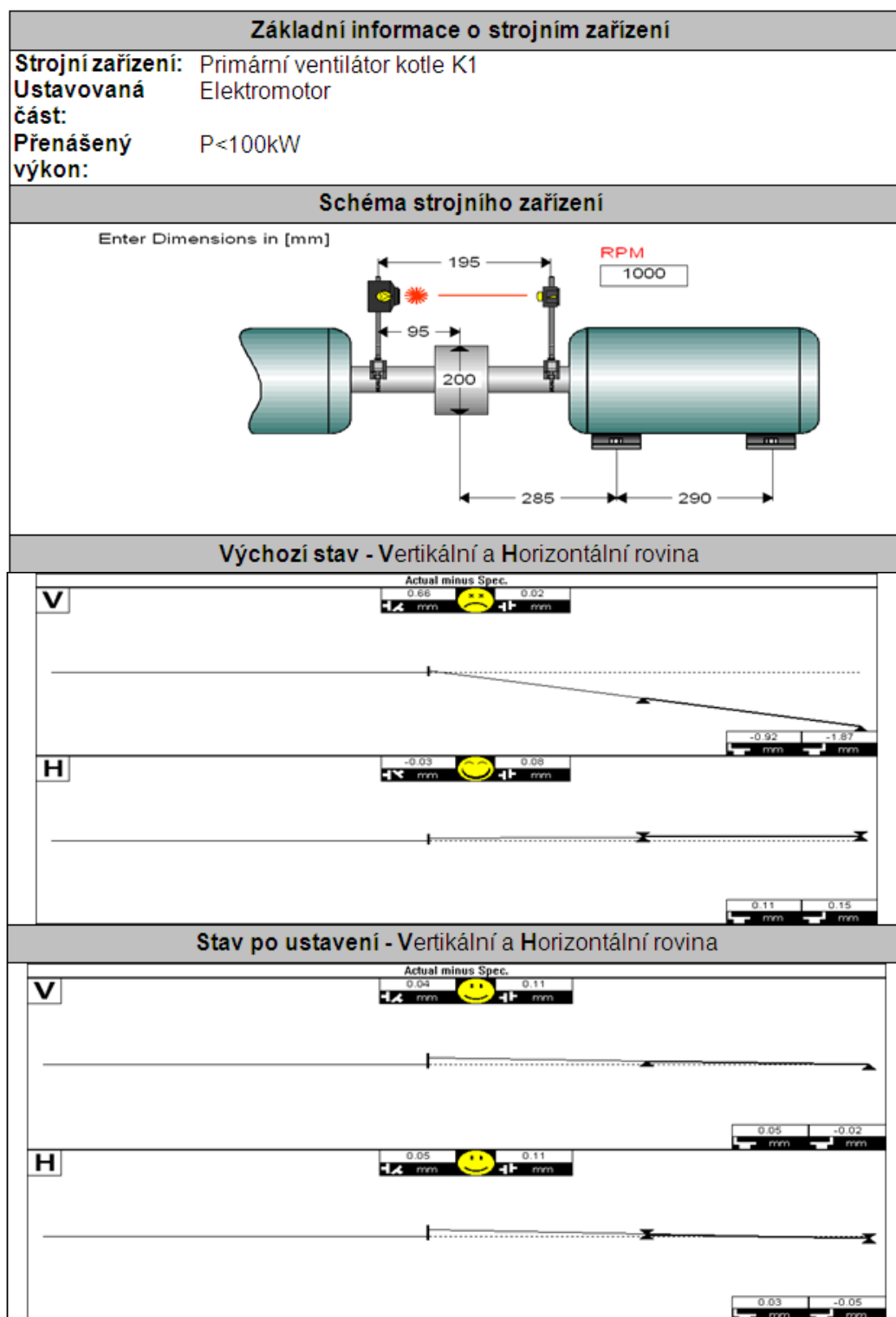
| Výkon pohonu, kW | | do 15 | | 15 až 75 | | 75 až 300 | | nad 300 | | Poznámka S_i pro $5s^{-1} \leq n < 10s^{-1}$ $v_{c,pron} \geq 10s^{-1}$ |
|------------------------------------|------|-------|---|----------|---|-----------|---|---------|-----|--|
| Skupina | | I | | II | | III | | IV | | |
| Uložení | | T | P | T | P | T | P | T | P | |
| Klasifikační třída | | 2 | 4 | 3 | 5 | 4 | 6 | 5 | 7 | |
| limitní hodnoty mohutnosti kmitání | 1,4 | A | A | A | A | A | A | A | A | 28 |
| | 1,8 | | | | | | | | | 35,5 |
| | 2,24 | | | | | | | | | 45 |
| | 2,8 | B | A | A | A | A | A | A | 56 | |
| | 3,55 | | | | | | | | 71 | |
| | 4,5 | | | | | | | | 90 | |
| | 5,6 | C | B | B | B | B | B | B | 112 | |
| | 7,1 | | | | | | | | 140 | |
| | 9,0 | | | | | | | | 180 | |
| | 11,2 | D | C | C | C | C | B | B | 224 | |
| | 14,0 | | | | | | | | 280 | |
| | 18,0 | | | | | | | | 355 | |
| | 22,4 | D | D | D | D | D | D | C | 450 | |
| | 28,0 | | | | | | | | 560 | |

Trend (horní okno), frekvenční spektrum (prostřední okno) a kaskádové zobrazení frekvenčního spektra efektivních hodnot rychlostí vibrací ze všech měřených směrů (dolní okno), kdy je detekován prvotní nárůst hodnot ze září 2011. Hodnoty kolísaly v pásmu provozním (B) a v pásmu velmi dobrého stavu (A) dle normy ČSN 12 2011. Označen je měřený bod 2 v horizontálním směru (elektromotor u spojky).



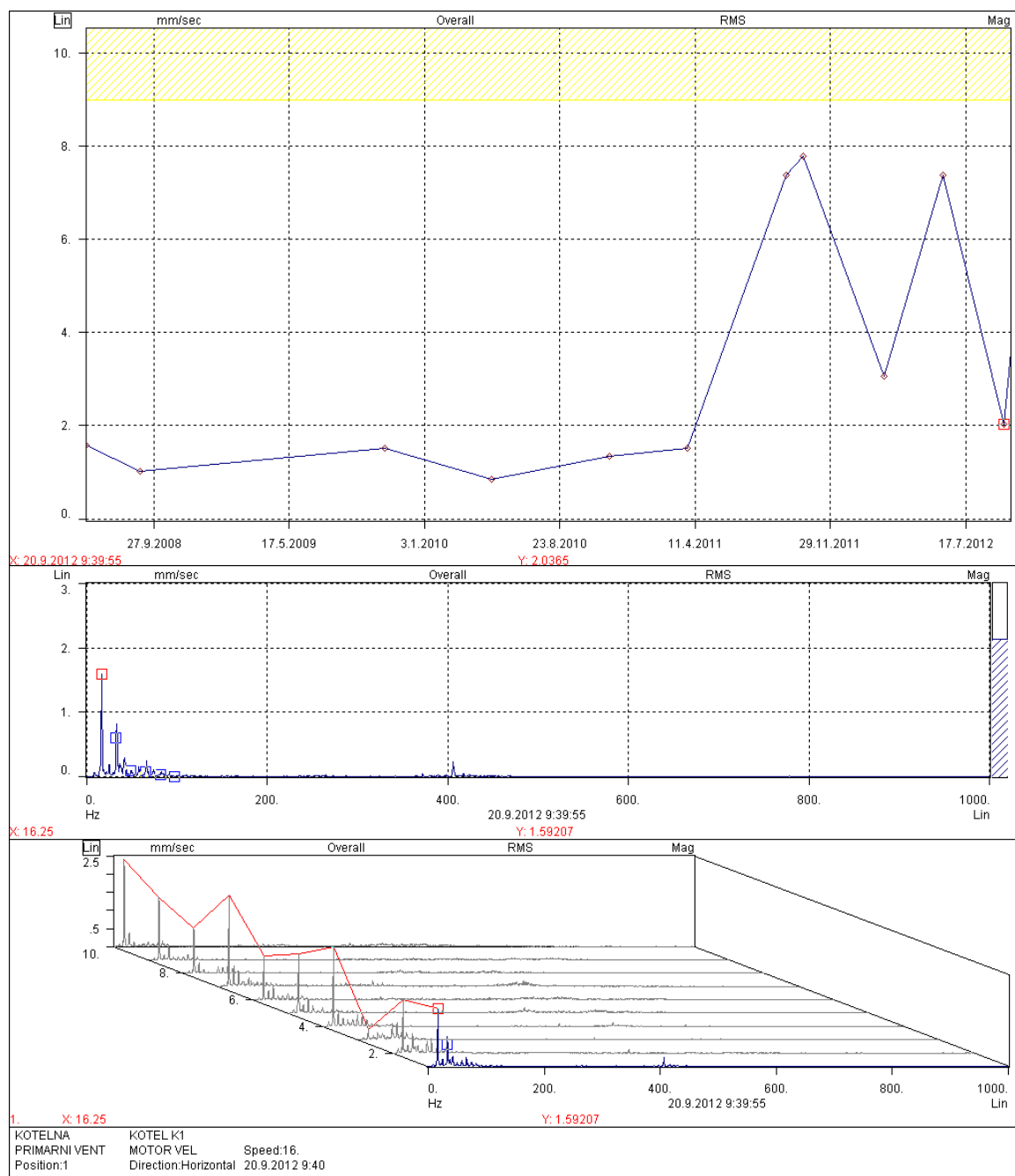
Obr. 35. Trend efektivních hodnot rychlostí vibrací v horizontálním směru v měřeném bodě 2, včetně frekvenčního spektra a kaskádového zobrazení frekvenčního spektra

Po mírném nárůstu hodnot ze září 2011, kdy se hodnoty pohybovaly v pásmu provozním (B) a mírně se přiblížily k hranici pásma přechodně přípustného stavu (C), kde také spektra vykazovaly dominantní složku na dvojnásobku otáčkové frekvence, bylo zařízení ustaveno. Vyrovnáno bylo úhlové i paralelní přesazení.



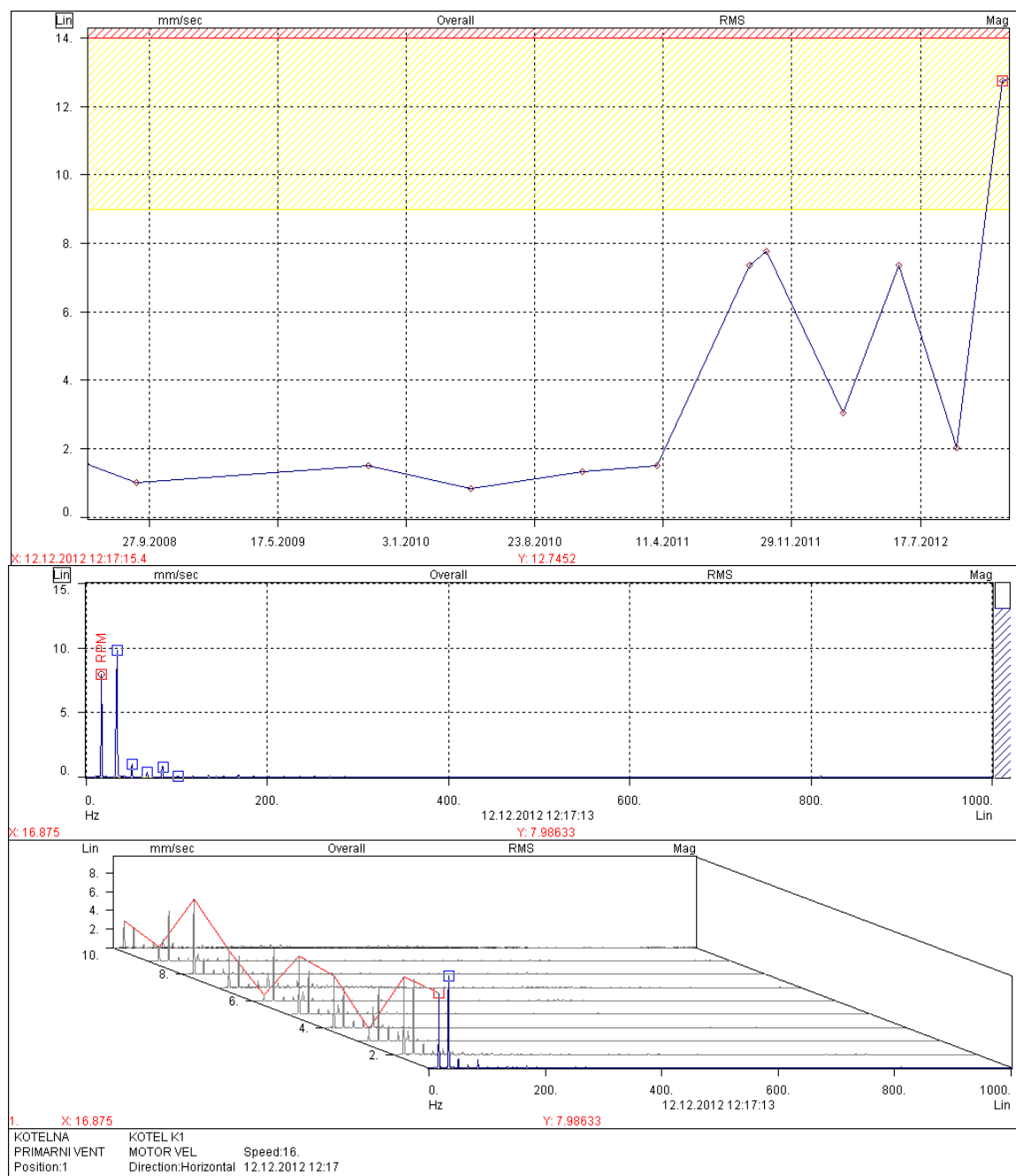
Obr. 36. Ustavení strojního zařízení

Kontrolní měření po tříměsíční době provozu po ustavení, tedy v září 2012. Zobrazen je trend efektivních hodnot rychlostí vibrací, frekvenční spektrum a kaskádové zobrazení frekvenčního spektra efektivních hodnot rychlostí vibrací ze všech měřených směrů. Označen je měřený bod 1 v horizontálním směru. V trendu byl zaznamenán pokles hodnot, které se vrátily zpět do pásma velmi dobrého stavu (A). Ve spektrech dominuje 1x otáčková složka.



Obr. 37. Trend efektivních hodnot rychlostí vibrací v horizontálním směru v měřeném bodě 1, včetně frekvenčního spektra a kaskádového zobrazení frekvenčního spektra

Z trendu efektivních hodnot rychlostí vibrací z 12. prosince 2012 je patrný nárůst hodnot, které se dostaly do pásma přechodně přípustného stavu (C) a až na hranici pásma nepřípustného (D). Ve frekvenčním spektru a kaskádovém zobrazení frekvenčních spekter rychlostí vibrací ze všech měřených směrů v označeném měřeném bodě 1 (horizontální směr) je patrná dominantní 2x otáčková složka na elektromotoru.



Obr. 38. Trend efektivních hodnot rychlostí vibrací v horizontálním směru v měřeném bodě 1, včetně frekvenčního spektra a kaskádového zobrazení frekvenčního spektra

4.4 Měření PTK

Pro PTK byla amplituda a fáze měřena pouze na 1x otáčkové frekvenci, viz animace. Při měření dominantní 2x otáčkové frekvence byla zjištěna neshoda právě této dominantní složky s prvně přiřazenou 2x otáčkovou frekvencí viz kapitola 4.5.

4.4.1 Podmínky měření

Měření bylo prováděno za provozu daného zařízení při provozním zatížení, v tomto případě při otáčkách 1000 min^{-1} . Po prohlídce stroje jsme zvažili vhodná místa k měření a zvolili jsme v nich body. Tyto body byly změřeny v horizontálním, vertikálním a axiálním směru. Na hřídel elektromotoru byla nalepena reflexní značka, od které se pomocí odrazu laserového paprsku optické sondy zjišťovaly otáčky, a byla odečítána fáze. Naměřené hodnoty byly zapsány a zahrnuty do programu PTK.

4.4.2 Zpracování měření

Zpracování naměřených hodnot probíhalo ve firmě Esos Ostrava, s.r.o. kde jsme s panem Ing. Plonkou zaznamenaná data z měřících zařízení vložili do počítače. Za pomoci software ADASH PTK verze 5.00 jsme sestrojili 3D model měřeného zařízení v měřítku a dále jsme pokračovali dle postupu, viz obr. 39.



Modul **Editoru geometrie** umožňuje definici geometrie objektu. Je aktivní při každém spuštění **PTK Panelu** a umožňuje rovněž tvorbu nového projektu měření.



Modul **Editoru měřících směrů** umožňuje definovat měřící směry na objektu, který byl již vytvořen **Editorem geometrie**. Je aktivní pouze při otevřeném projektu s nadefinovanou geometrií.



Modul **Editoru dat PTK** umožňuje přiřadit měřícím směrům data, která budou použita pro animaci. Data lze definovat ručně nebo zpracováním naměřených spekter, tj. výběrem dominantních frekvencí kmitání.



Modul **Animátor** umožňuje animaci a vyhodnocení měřeného objektu.

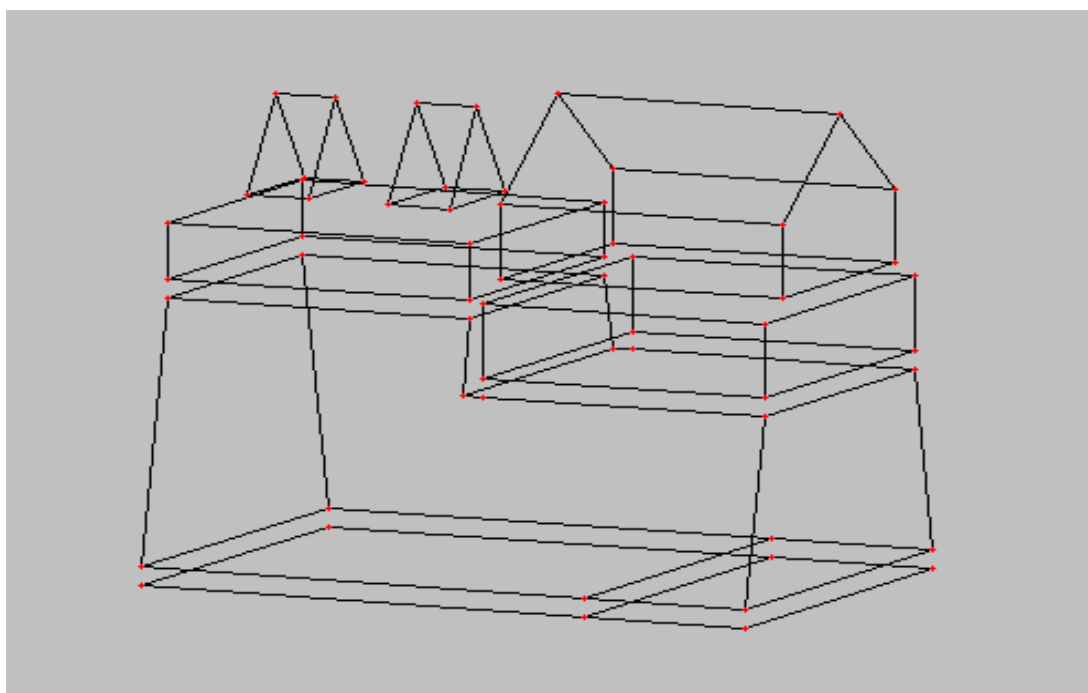
Obr. 39. ADASH ver. 5.00 a jeho základní moduly [5]

- **VOLBA MĚŘENÝCH BODŮ A GEOMETRIE MODELU**

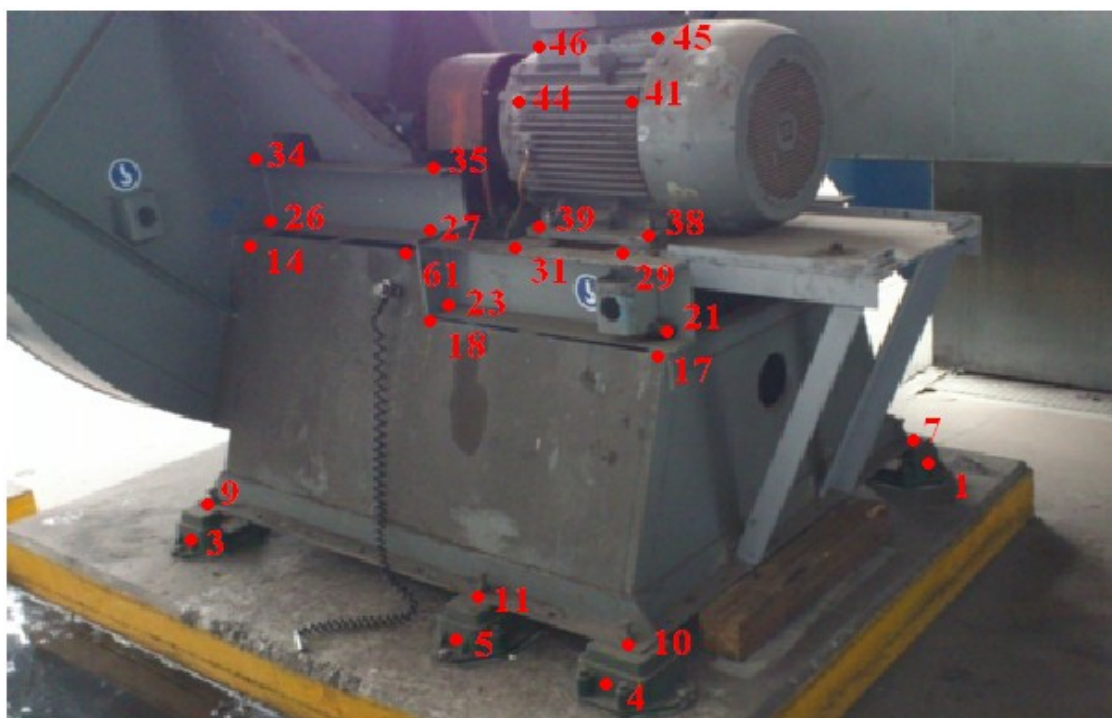
Po prohlédnutí stroje jsme určili vhodná místa k měření a definovali body přímého měření s přihlédnutím na celkovou konstrukci stroje včetně základů. Pomocí těchto bodů jsme vytvořili základní 3D geometrický model, který se nejvěrohodněji podobá skutečnému zařízení a dal by nám dostačující představu o charakteru kmitání.



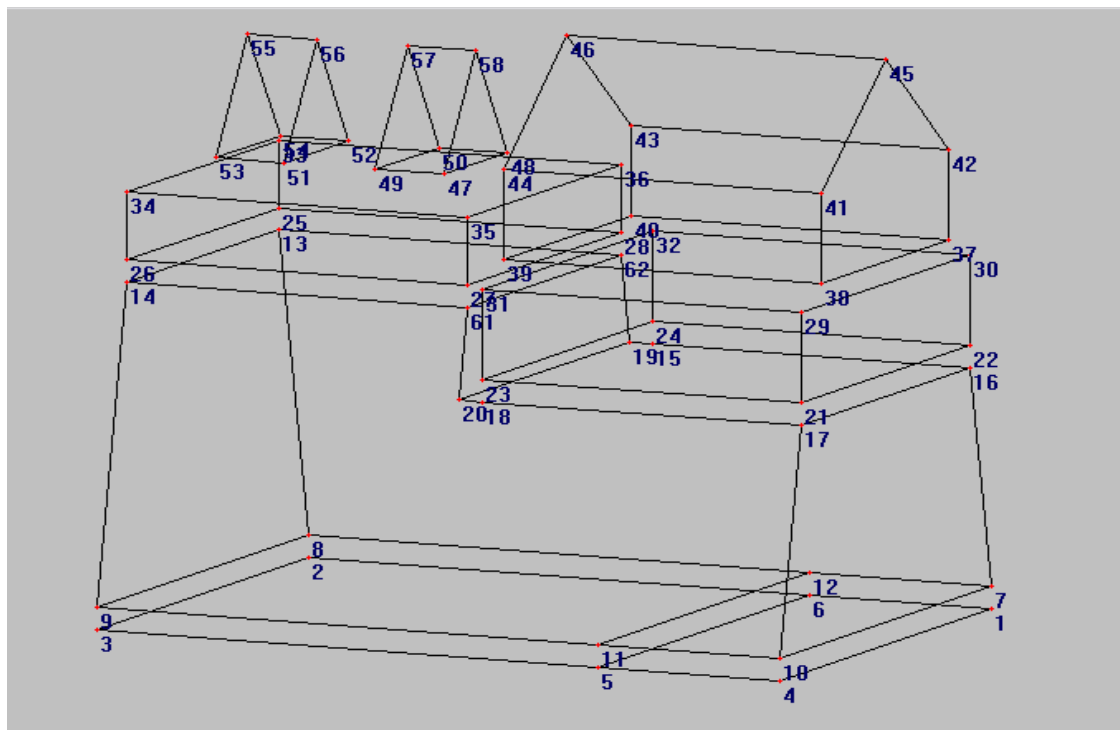
Obr. 40. Ventilátor



Obr. 41. Geometrie modelu



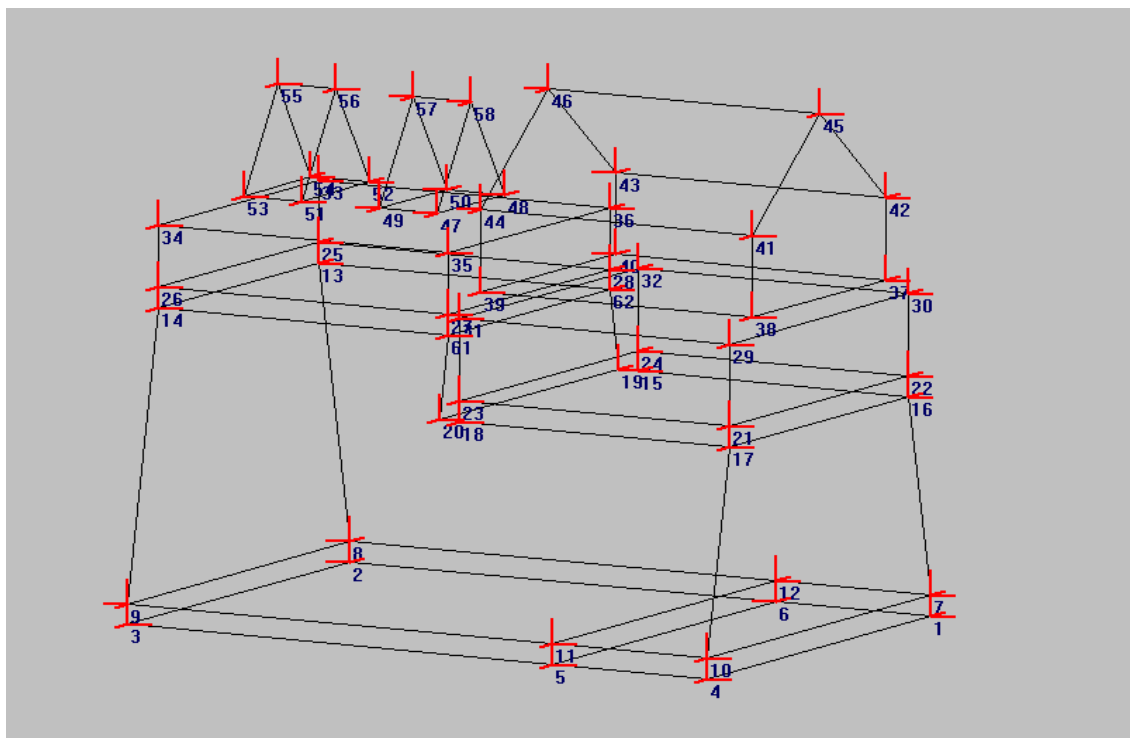
Obr. 42. Body na ventilátoru



Obr. 43. Body na geometrickém modelu

• **VOLBA MĚŘÍCÍCH SMĚRŮ**

Do vytvořeného 3D geometrického modelu definujeme měřicí směry, podle toho jak byl zvolen osový systém. Směry (horizontální, vertikální, axiální) jsou zadány v každém bodě podle toho, jak byl umístěn snímač na měřeném zařízení.



Obr. 44. Měřicí směry v jednotlivých bodech geometrického modelu

• **ZADÁNÍ HODNOT DO MODELU**

Po definování měřících směrů přecházíme k zadávání dat do těchto směrů, která budou použita pro animaci. V tomto programu je možnost zadávat hodnoty ručně do tabulky nebo zpracováním naměřených spekter. V této práci je použito ruční zadávání dat tabulkou.

Do tabulky dle obr. se zadává v horní části frekvence v hertzech Hz nebo v otáčkách RPM, v prvním sloupci **směr** se postupně ukazují čísla měřících směrů, v druhém **bod** jsou zobrazeny čísla bodů, se kterými jsou směry svázány. V dalších dvou sloupcích můžeme editovat amplitudu a fázi nebo přepnutím na reál/kompl. reálnou a imaginární část. V pravé části tabulky můžeme zadávat hodnoty ve zrychlení, rychlosti a posunutí volbou příslušných přepínačů. V dolní části tabulky je ovladač **stránka**, který posouvá tabulku o 10 bodů dál nebo zpět.

☐ Ruční zpracování dat

Měření na frekvenci:

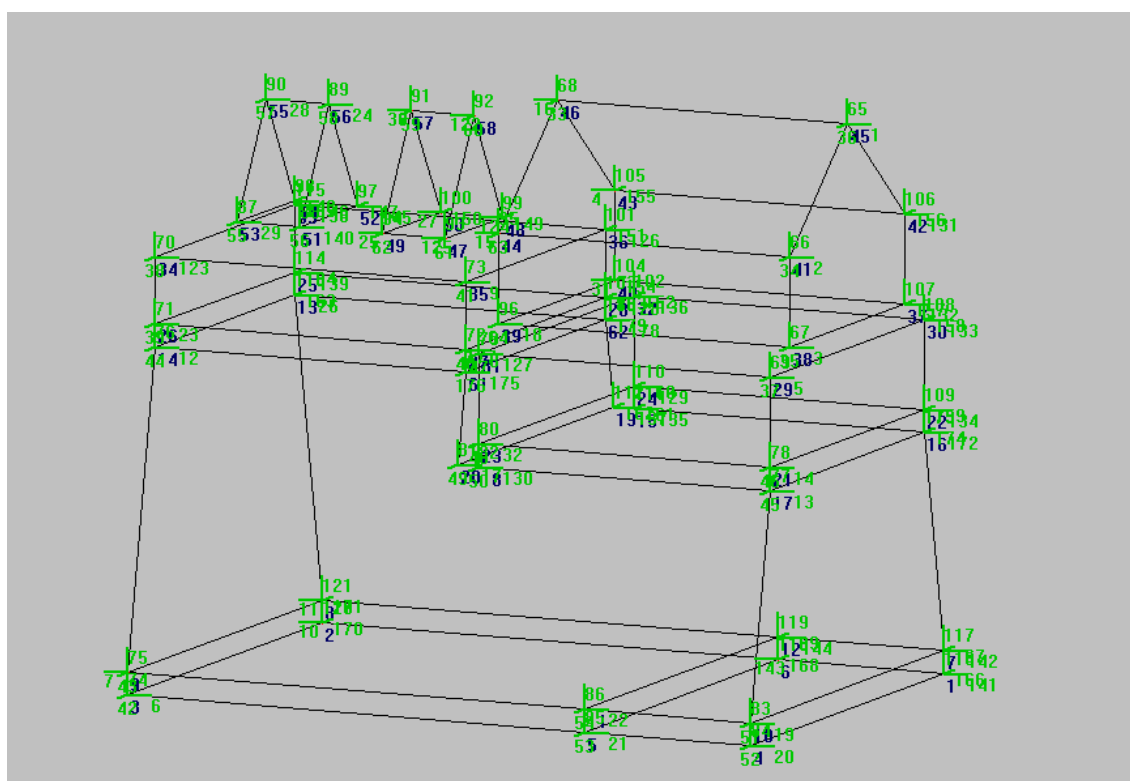
| Směr | Bod | Amp.[mm/s] | Fáze[°] | |
|------|-----|------------|---------|-------------------------------------|
| 1. | 45. | 3.700 | 350.0 | <input checked="" type="checkbox"/> |
| 2. | 41. | 3.600 | 344.0 | <input checked="" type="checkbox"/> |
| 3. | 38. | 1.900 | 330.0 | <input checked="" type="checkbox"/> |
| 4. | 43. | 2.600 | 202.0 | <input checked="" type="checkbox"/> |
| 5. | 29. | 1.900 | 330.0 | <input checked="" type="checkbox"/> |
| 6. | 3. | 0.030 | 239.0 | <input checked="" type="checkbox"/> |
| 7. | 9. | 0.800 | 183.0 | <input checked="" type="checkbox"/> |
| 8. | 27. | 2.000 | 339.0 | <input checked="" type="checkbox"/> |
| 9. | 35. | 2.000 | 339.0 | <input checked="" type="checkbox"/> |
| 10. | 2. | 0.100 | 170.0 | <input checked="" type="checkbox"/> |

☒ Ampl / Fáze
☐ Reál / Kompl
☐ Zrychlení
☒ Rychlost
☐ Posunutí

Stránka

Poznámka:

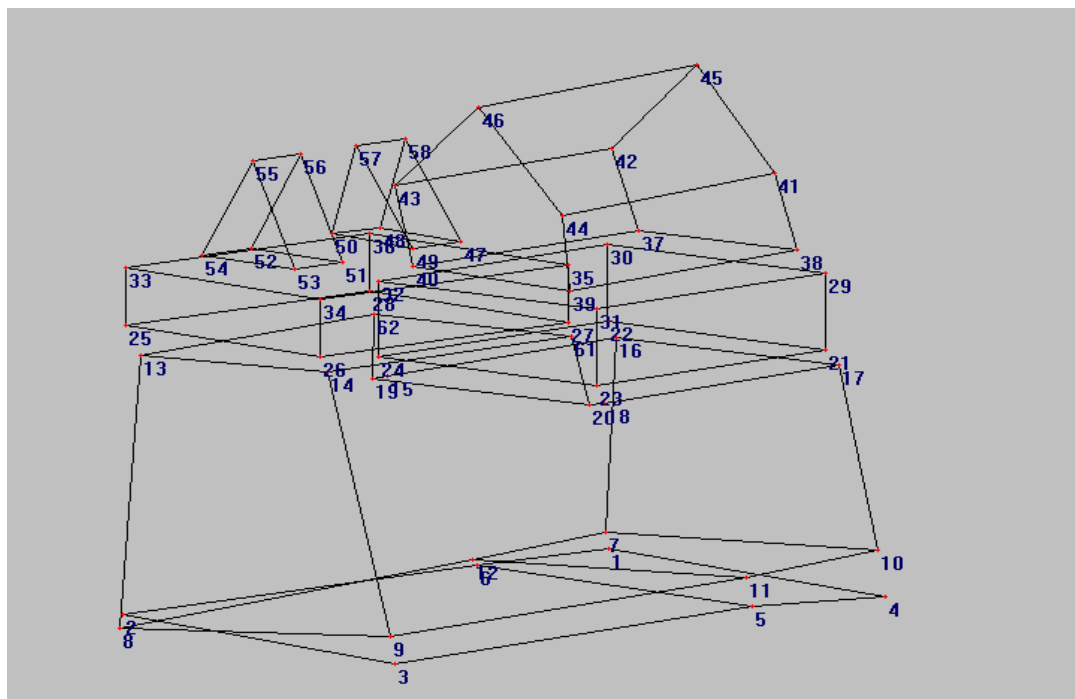
Obr. 45. Animační tabulka zadávaných hodnot z měření



Obr. 46. Model se zadanými hodnotami všech směrů

- **ANIMACE**

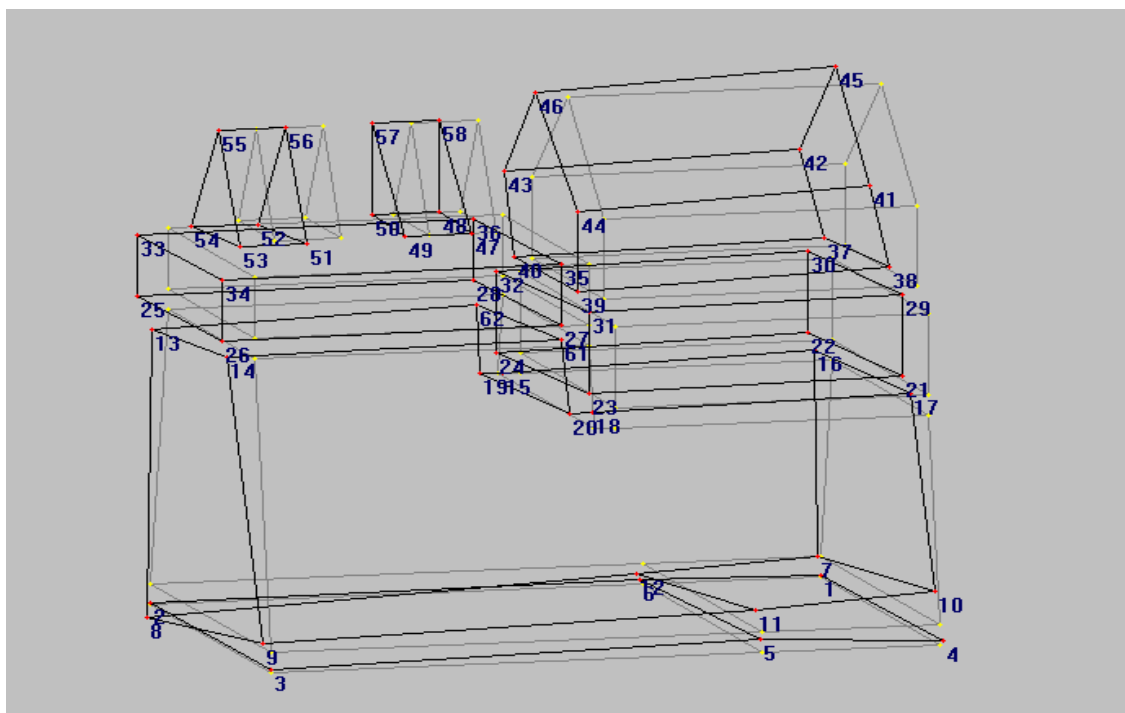
Je posledním krokem ve výše uvedeném postupu, ve kterém sestrojený 3D model uvedeme do pohybu. Tento pohyb modelu je umožněn splněním výše uvedených bodů postupu.



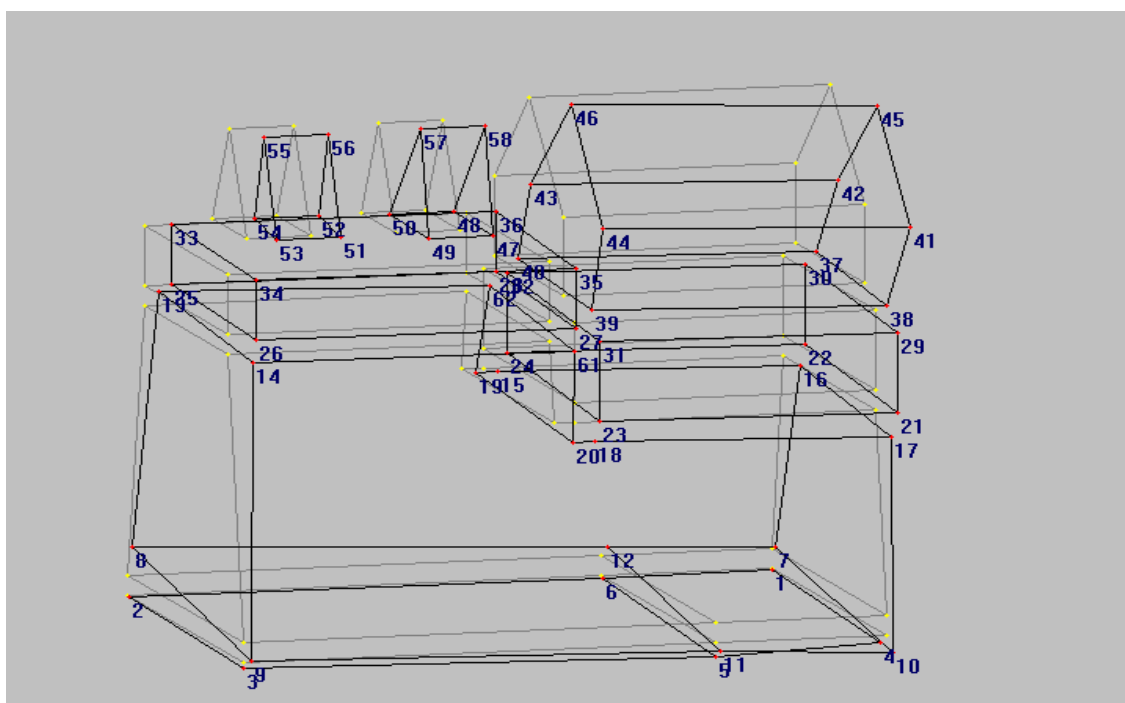
Obr. 47. Ukázka animace modelu

4.4.3 Výsledky měření PTK

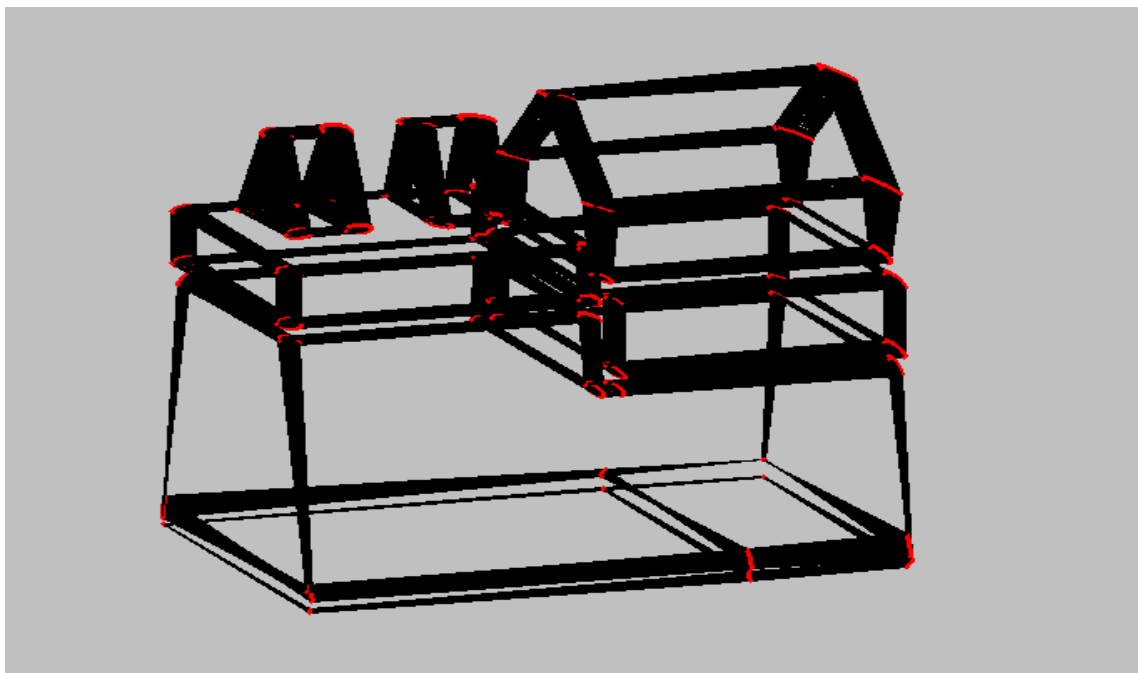
Z provozního měření PTK jsou patrné výrazné kmity ložiskových domků a elektromotoru. Primární problém spatřuji ve zhoršeném stavu hřídele (prohnutá hřídel), případně oběžného kola ventilátoru. (excentricita oběžného kola). Dále jsou také patrné rozdílné kmity na silentblocích. Na každém silentbloku je z obrázků patrné, že má každý jiné tlumení z důvodu únavy, uvolnění nebo špatného nastavení tuhosti. Základní deska modelu tedy spodní body (1,2,3,4,5,6) se téměř nehnu až na bod 5, který se mírně pohybuje ve vertikálním směru. Body v dolní části železné konstrukce se v místě spojení se silentbloky pohybují rozdílně. To znamená, že body 8 a 10 se pohybují oproti jiným bodům nejvíce, zatímco bod 7 se téměř nehne. Zbytek železné konstrukce se pohybuje ve všech bodech takřka shodně.



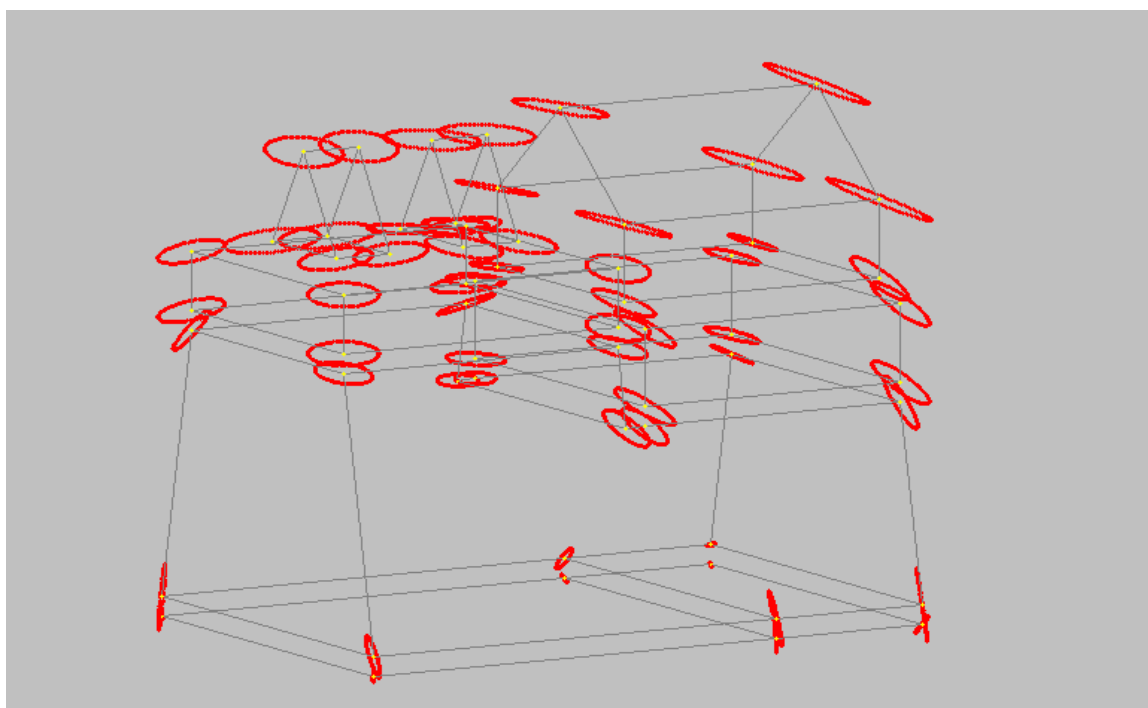
Obr. 48. Animace pohybu bodů s vyznačeným původním tvarem



Obr. 49. Animace pohybu bodů s vyznačeným původním tvarem



Obr. 49. Animace pohybu bodů pomocí stroblování



Obr. 49. Animace pohybu bodů pomocí stroblování s vyšším animačním krokem a vyplou konstrukcí modelu

4.4.4 Návrh řešení

Provést kontrolu rovinnosti hřídele a excentricity kola. Dále zkontrolovat technický stav silentbloků a správné předpětí v nich. V případě volného silentbloku nastavit na odpovídající tuhost. Při únavě těchto silentbloků je nutná jejich výměna.

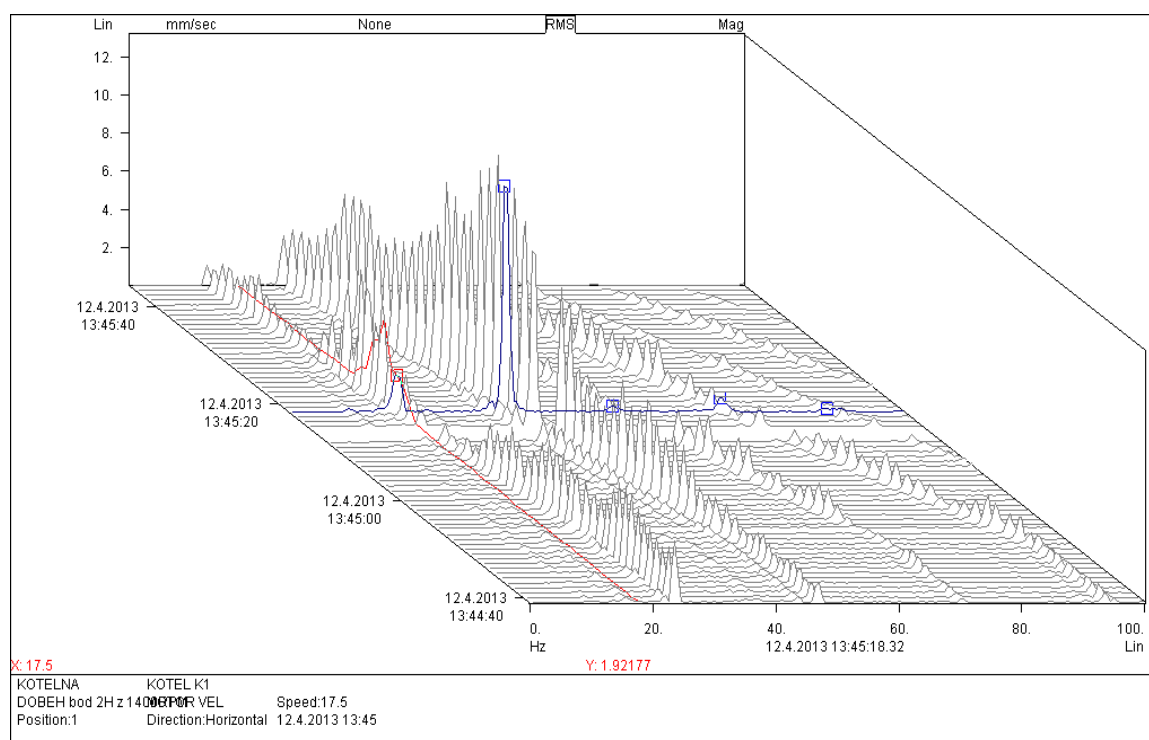
4.5 Měření doběhu

Měření doběhu z dubna 2013 potvrdilo rezonanční vibrace. Viz obr. 50

Patrná výrazná rezonance při $17.5\text{ Hz} \times 60 = 1050 \text{ min}^{-1}$

4.5.1 Podmínky měření:

frekvence kroku 0,5 Hz, RPM, max. frekvence 100Hz.

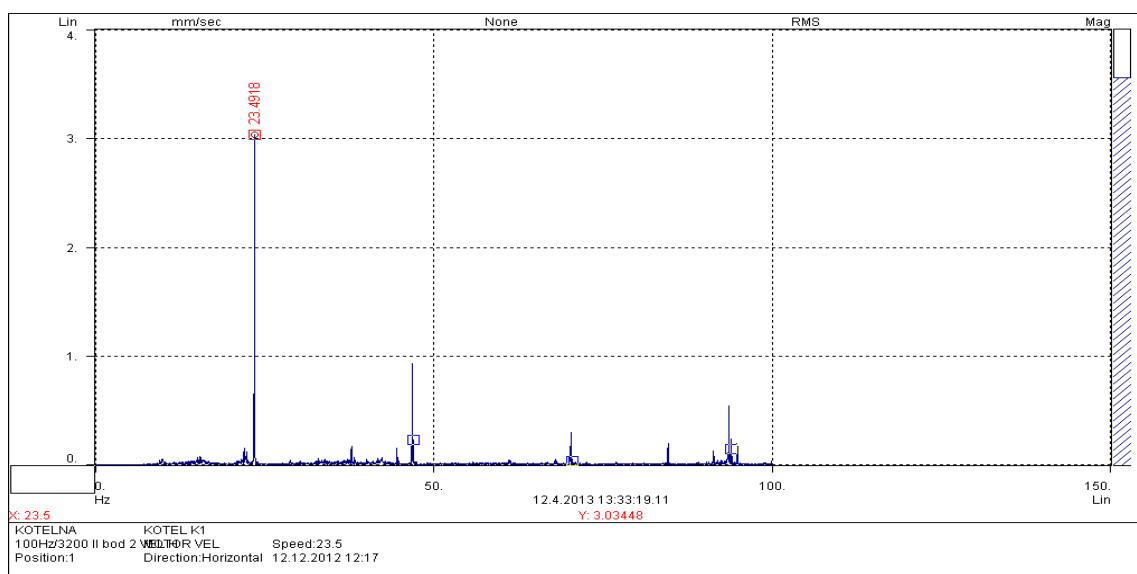


Obr. 50. Kaskádové zobrazení frekvenčního spektra rychlostí vibrací

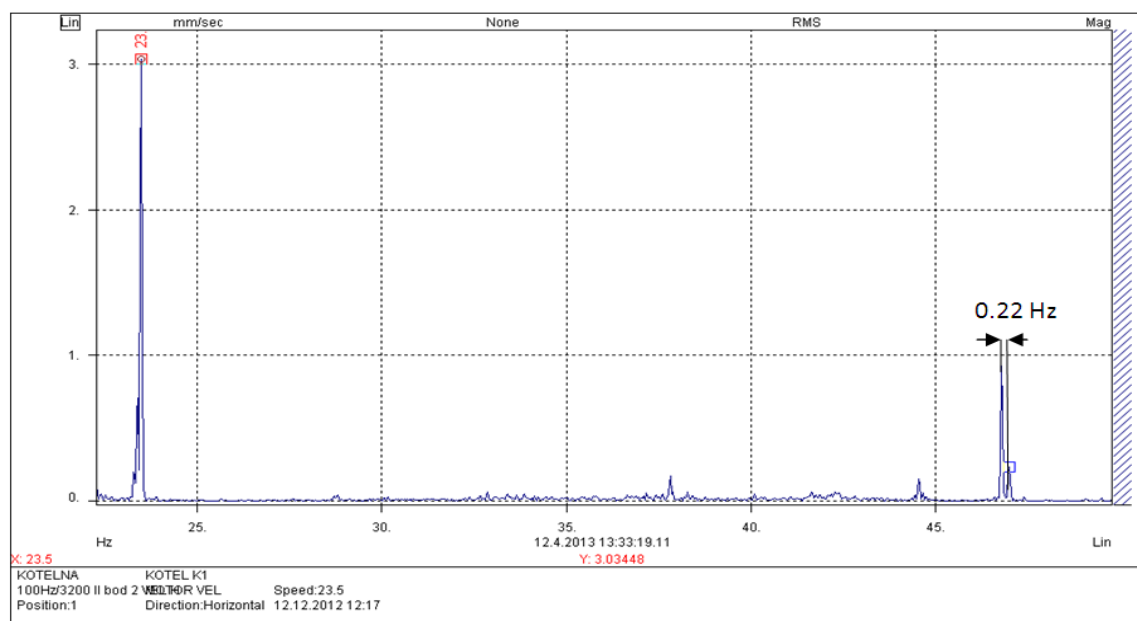
4.5.2 Metodika měření frekvenčního ZOOMu:

Změřena byla spektra rychlostí vibrací s vyšším rozlišením, zvolený frekvenční krok 0,003Hz, detekce RMS, rozsah 100Hz, okénková funkce Hanning.

Během standardního periodického monitorování daného zařízení byl volen obvyklý frekvenční krok (0.625Hz). Vybuzená složka a druhý násobek otáčkové frekvence mají mezi sebou rozestup 0,22Hz, a proto nastala superpozice blízkých frekvencí, viz obr. 51a a 51b.

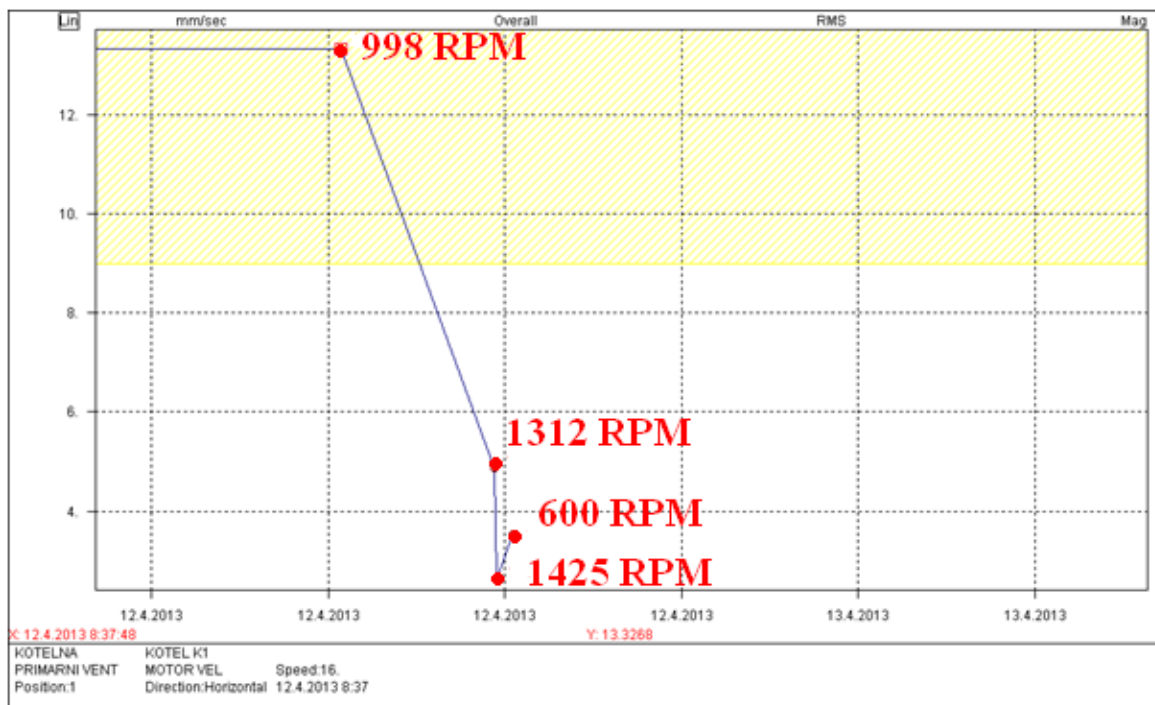


Orb. 51a. Frekvenční ZOOM spektra rychlostí vibrací při frekvenci otáčení 23Hz



Orb. 51b. Zobrazený úsek od 20 – 55Hz frekvenční ZOOMU spektra rychlostí vibrací

Z naměřeného trendu celkových hodnot vibrací je patrné to, že hodnoty vibrací se při různých otáčkách mění. Při otáčkách 1000 min^{-1} se hodnoty dostaly do pásma přechodně přípustného stavu (C) a až na hranici pásma nepřípustného (D).



Obr. 52 Trend celkových hodnot rychlosti vibrací při otáčkách 600 min^{-1} , 998 min^{-1} , 1312 min^{-1} , 1425 min^{-1}

5 ZÁVĚR

Z podkladů monitorování firmou Esos Ostrava, s.r.o. a mého vlastního měření vyplývá, že problém zhoršeného stavu daného zařízení nesouvisí s vyšší harmonickou složkou otáčkové frekvence. Z naměřených dat PTK analyzované pouze na 1 otáčkové složce jsme zjistili výrazné kmity ložiskových domků, elektromotoru a silentbloků. To může být důsledkem prohnutí hřídele nebo excentricity oběžné kola. V případě silentbloků je patrná rozdílná tuhost tlumících elementů z důvodu únavy, uvolnění nebo špatného nastavení tuhosti. Musí být stejné předpětí na každém silentbloku.

Měřením doběhu byla zjištěna rezonance, tento stav je pravděpodobně kombinací výše popsaných nedostatků. Prvně bych provedl kontrolu technického stavu a předpětí silentbloků. Řešením je taktéž provozovat ventilátor při vyšších otáčkách, aby se eliminovala rezonance. Toto je však nutné ověřit u zadavatele.

Pokud problém nespočívá ve výše popsaných možnostech, zaměřil bych se na zjištění vlastní frekvence (Bump test, Experimental Modal Analysis EMA). Bohužel stroj není možné pro jeho vytížení kdykoliv odstavit. S využitím dalších diagnostických metod bych hledal problém jinde.

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval firmě ESOS Ostrava, s.r.o. a panu Ing. Danielu Plonkovi za spolupráci při praktickém měření a spoustu cenných informací. Dále děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Janu Blatovi, Ph.D. za ochotu a odbornou pomoc při zpracování této diplomové práce.

V Ostravě: 18.5.2013



.....
podpis autora

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] HELEBRANT, F – ZIEGLER, J.: *Technická diagnostika a spolehlivost II – Vibrodiagnostika*. VŠB – TU Ostrava, Ostrava 2004, 1. vydání, 178 s., ISBN 80 – 248 – 0650 – 9.
- [2] TŮMA, J.: *Diagnostika strojů*. VŠB – TU Ostrava, Ostrava 2009, 138 s., ISBN 978 – 80 – 248 – 2116 – 0.
- [3] KREIDL, M., ŠMÍD, R. *Technická diagnostika*. 1. vydání, Praha : BEN – Technická literatura, 2006. 408 s. ISBN 80-7300-157-6.
- [4] Podkladové materiály – ADASH s.r.o., Bruel Kjaer, SKF ložiska a.s., Ilustrovaná tabulka pro diagnostiku vibrací dle Berryho.
- [5] TŮMA, J.: *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Sdělovací technika Praha 1997, 174s., ISBN 80 – 90 1936 – 1 – 7.
- [6] Zviditelňování vibrací strojních zařízení [online] 2001, Dostupné z WWW: <http://cmms.cz/vibrani-diagnostika/166-metoda-provoznich-tvaru-kmitu.html>
- [7] Firemní podklady společnosti ESOS Ostrava, s.r.o.